

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE  
Faculté de génie  
Département de génie mécanique

# CONCEPTION DE JOINTS À DOIGTS SANS CONTACT ADAPTÉS À UN PISTON DE MOTEUR SANS HUILE

Mémoire de maîtrise  
Spécialité : génie mécanique

Pascal BOUDREAU

Sherbrooke (Québec) Canada  
Mai 2020



## MEMBRES DU JURY

Pr Mathieu PICARD

---

Directeur

Pr Luc FRÉCHETTE

---

Évaluateur

Pr Jean-Sébastien PLANTE

---

Rapporteur





*À Jean-Paul et Paul-Arthur*



## RÉSUMÉ

Une innovation de rupture est nécessaire pour développer des moteurs à combustion interne à piston ayant une efficacité significativement plus élevée que les moteurs Diesel actuels. Dans les moteurs traditionnels, la température de la chemise doit demeurer assez faible pour éviter la détérioration de l'huile utilisée pour lubrifier le piston. Les pertes thermiques associées au refroidissement du moteur sont importantes. Cesser l'utilisation de lubrifiants liquides pourrait donc avoir un impact positif sur l'efficacité des moteurs. Un concept de piston lubrifié à l'air tel que les joints à doigts (*finger seals*) pourrait être utilisé pour sceller la chambre de combustion d'un moteur à piston à haute température. Les *finger seals* ont été développés pour remplacer les joints labyrinthes des turbines à gaz dans le but de sceller un arbre en rotation, tout en s'adaptant à ses vibrations et à son expansion thermique. Ces joints sont munis de doigts flexibles et de coussins. L'écoulement d'air à l'interface entre les coussins et l'arbre génère de la pression hydrodynamique lorsque le jeu à l'interface est très faible, ce qui assure le scellement sans contact et ainsi engendre peu de frottement et d'usure.

Ce projet de recherche tente donc de déterminer si un concept de *finger seals* peut sceller la chambre de combustion d'un moteur à piston, sans huile. Le concept est d'abord adapté à un piston. Les *finger seals* sont disposés sur le piston qui tourne autour de son axe de translation. Cela a pour effet de soumettre les doigts à la force centrifuge qui les pousse vers la chemise, limitant par le fait même l'aire de passage des fuites. Le déplacement des doigts a pour effet de créer une interface piston/chemise ayant un profil convergeant. La pression générée dans l'écoulement d'air à cette interface permet de générer une force qui empêche tout contact.

Pour valider le scellement du joint et son opération sans contact, un modèle fluide-structure a été développé et permet de simuler le déplacement des doigts. Ainsi, selon les conditions d'opération, le jeu à l'interface piston/chemise permet de statuer sur l'opération sans contact. L'aire de passage des fuites correspondantes informe sur le scellement. Un modèle structural d'élément finis est utilisé pour calculer la rigidité des doigts et un modèle fluide résout l'équation de Reynolds 2D pour trouver la distribution de pression à l'interface piston/chemise. Les résultats du modèle montrent qu'un piston muni de *finger seals* peut opérer sans contact à des ratios de pression de 1 à 25 avec une vitesse tangentielle de 26 m/s. À un ratio de pression de 25, l'aire de passage des fuites est de 0,8 mm<sup>2</sup>, ce qui est comparable à l'aire de scellement de moteurs rotatifs actuels atteignant des pressions similaires. Des essais expérimentaux ont également montré l'importance de l'état de surface des coussins pour l'opération sans contact. Les résultats expérimentaux valident également que les coussins s'approchent de la chemise pour former un profil convergeant. Ce profil change avec la vitesse de rotation, ce qui a pour effet d'augmenter la force générée par le film d'air.

Un piston muni de *finger seals* pourrait donc sceller la chambre de combustion d'un moteur à piston à haute température mais à des pressions modérées. Ainsi, il pourrait être utilisé dans des moteurs à cycle divisé avec récupération de chaleur. Toutefois, le concept de *finger seals* pour piston devra être optimisé pour résoudre des défis envisageables notamment au niveau de la torsion des doigts, de la friction entre les laminées.

Mots clés: *Finger seals*, *gaseous lubrication*, *low heat rejection engine*, *oil less piston*, *dry piston*, *sealing*, joints à doigts, lubrification gazeuse, piston sans huile, scellement



## REMERCIEMENTS

Je tiens d'abord à remercier mon directeur de recherche Mathieu Picard. Il m'a permis de m'initier à la recherche par l'entremise de divers projets. Il a toujours été très disponible et a su me guider et m'encourager à travers mes questionnements et mes réflexions durant ma maîtrise. Je pense que l'expérience que j'ai acquise sous sa supervision, et dans le groupe de recherche Createk, va grandement influencer ma carrière. Il m'a donné le goût de faire de la recherche pour créer, innover et avoir un impact concret sur le monde qui m'entoure.

J'aimerais d'ailleurs remercier tous les membres de la grande famille Createk qui a rendu mon parcours stimulant, enrichissant et divertissant à travers toutes les activités du groupe, notamment le Concours. Un merci particulier à un membre très actif de cette communauté, Nicolas Brissette, qui m'a toujours écouté, conseillé et encouragé.

Finalement, j'aimerais remercier ma copine Françoise et mes parents Josée et Daniel qui, malgré la distance, m'ont toujours soutenu et encouragé dans la réussite de mes études.



# TABLE DES MATIÈRES

Résumé .....	vii
Remerciements .....	ix
Liste des figures.....	xiii
Liste des tableaux .....	xv
CHAPITRE 1 Introduction .....	1
CHAPITRE 2 État de l’art .....	5
2.1 Lubrification liquide haute température .....	6
2.2 Lubrification solide .....	7
2.3 Lubrification gazeuse .....	8
2.3.1 Déformations de la chemise du moteur .....	9
2.3.2 Pistons lubrifiés à l’air .....	10
2.4 Méthodes de scellement des turbomachines .....	14
2.4.1 Joints labyrinthe.....	14
2.4.2 Joints à brosse ( <i>brush seals</i> ) .....	14
2.4.3 Joints à doigts ( <i>finger seals</i> ) .....	15
2.4.4 Comparaison des performances les joints labyrinthe, à brosse et à doigts .....	16
2.4.5 Joints à doigts sans contact ( <i>non-contacting finger seals</i> ).....	18
2.5 Rotation du piston ou de la chemise du moteur .....	21
2.6 Résumé de l’état de l’art.....	22
CHAPITRE 3 Problématique.....	25
3.1 Objectifs .....	25
3.2 Méthodologie .....	25
CHAPITRE 4 Modélisation des finger seals .....	27
4.1 Avant-propos .....	27
4.2 Abstract .....	28
4.3 Introduction .....	28
4.4 Finger Seal Piston Configuration .....	31
4.5 Model Formulation.....	33

4.5.1	Centrifugal Sub-Model .....	34
4.5.2	Contact Sub-Model .....	35
4.5.3	Pressure Sub-Model .....	35
4.5.4	Solver .....	36
4.5.5	Mass Distribution and Rigidity Validation .....	37
4.5.6	Pressure Model Validation.....	38
4.6	Results .....	38
4.6.1	Leakage and Friction Losses.....	42
4.6.2	Sensitivity study.....	43
4.7	Discussion: Learnings and Challenges.....	46
4.8	Summary & Conclusions .....	47
CHAPITRE 5	Essais expérimentaux .....	49
5.1	Géométrie et fabrication des prototypes.....	49
5.1.1	Effet de la courbature des coussins sur la pression.....	51
5.2	Essais expérimentaux .....	53
5.2.1	Essais libres.....	54
5.2.2	Essais avec une chemise en acier.....	56
5.2.3	Essais avec une chemise en acrylique.....	59
5.3	Conclusions .....	63
5.4	Recommandations .....	63
CHAPITRE 6	Conclusion.....	65
	Liste des références .....	67



## LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Vue en coupe de joints à doigts sans contact (a) et photo d'un prototype (b) [13].....	2
Figure 2 : Vie utile des différents lubrifiants liquides en fonction de la température [10], adapté de [22].....	6
Figure 3: Coefficient de friction et facteur d'usure pour différentes solutions de lubrification [17] .....	8
Figure 4 : Modes de déformations de la chemise du moteur [29]. .....	9
Figure 5 : Distorsions de la chemise du moteur [30].....	10
Figure 6 : Concept de piston sans segment lubrifié à l'air [35].....	11
Figure 7 : Vue extérieure et intérieure des segments hydrostatiques [41].....	12
Figure 8 : Schématisation d'un joint labyrinthe [42].....	13
Figure 9 : Assemblage de brush seals [43] .....	15
Figure 10 : Géométrie et assemblage des finger seals [50] .....	15
Figure 11 : Présence d'une cavité (en jaune) équilibrant les pressions axialement [49].....	16
Figure 12: Usure des joints en fonction de leur temps d'utilisation [51] .....	17
Figure 13 : Force radiale amplifiée sur les doigts aval du à la cavité équilibrant les pressions [53] .....	17
Figure 14 : Géométrie et assemblage des finger seals sans contact [13].....	18
Figure 15 : Rainures d'Herringbone sur le rotor [58].....	19
Figure 16 : Profil convergeant après le déplacement radial de 0.003 po du rotor [64] .....	20
Figure 17 : Marque d'usure sur le joint suite à des essais non répertoriés [64] .....	20
Figure 18 : Mécanisme de rotation des piston Sulzer [66] .....	21
Figure 19 : Mécanisme de rotation de la chemise [68].....	22
Figure 20 : Axial view of the piston finger seal configuration with rotation direction (top) and three dimensional view of a finger with pressure building pad (bottom).....	31
Figure 21 : Laminates arrangement allowing to seal the slots between fingers .....	32
Figure 22 : Modeling representation of a finger discretized as three curved beam elements subject to the centrifugal and pressure forces.....	33
Figure 23 : Finger positioning inside the piston frame of reference .....	34
Figure 24 : Pressure boundary condition on the pad .....	36
Figure 25 : Sub-models interactions during the solving process.....	36
Figure 26 : Finger displacement comparison between the present model and an ANSYS simulation ( $\omega = 400$ rad/s).....	37
Figure 27 : Finger seals geometry and dimensions .....	38
Figure 28 : Forces on the finger (c), mean pad-liner gap (d) and minimum pad-liner gap (e) for the baseline case simulation submitted to a speed ramp (a) and a pressure ratio ramp (b).....	40
Figure 29 : Gap profile changing for operating conditions .....	41

Figure 30 : Pressure distribution on the pad at a pressure ratio of 25 bar and a tangential speed of 26 m/s (top) and pressure distributed force per unit of length in the circumferential direction (bottom) .....	42
Figure 31 : Effect of the pressure ratio ramp on the mean gap values for different mass, rigidity and initial gap .....	44
Figure 32 : Effect of the pressure ratio ramp on the mean pad-liner gap values for different initial gap and finger stiffness.....	45
Figure 33 : Effect of the pressure ratio ramp on the mean pad-liner gap values for different finger mass .....	45
Figure 34 : Vue de dessus du prototype fabriqué (gauche) et vue en coupe d'un dessin 3D (droite) .....	49
Figure 35 : Courbature des coussins du prototype fabriqué .....	50
Figure 36 : Profil 2D d'un coussin (vue en coupe).....	50
Figure 37 : Profil 2D d'un coussin après meulage (vue en coupe) .....	51
Figure 38 : Montage expérimental utilisé pour mesurer le déplacement des coussins .....	53
Figure 39 : Schéma du montage utilisé pour mesurer le déplacement des coussins .....	54
Figure 40 : Déplacement libre des coussins mesuré expérimentalement .....	54
Figure 41 : Mesure de l'erreur de concentricité et de circularité des chemises ( $\mu\text{m}$ ) .....	56
Figure 42 : Trace du frottement sur les coussins suite aux essais à 305 rad/s.....	57
Figure 43 : Traces de frottement sur la chemise acier-1 pour les quatre essais à 305 rad/s.....	58
Figure 44 : Trace du frottement sur les coussins suite aux essais à 375 rad/s.....	59
Figure 45 : Données du spectromètre identifiant les pics identifiant les surfaces.....	60
Figure 46 : Exemple du traitement des données du capteur optique .....	61
Figure 47 : Comparaison du jeu coussin/chemise pour les essais 1 et 6 .....	62

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Conditions opératoires maximale des essais effectués par la NASA [51] .....	16
Tableau 2 : Caractéristiques des joints utilisés pour les essais [52] .....	16
Tableau 3 : Pressure model lifting force validation by comparing to other models found in the literature.....	38
Tableau 4 : Finger seal piston dimensions and physical properties .....	39
Tableau 5 : Conditions de simulation .....	52
Tableau 6 : Impact de la courbature des coussins sur la distribution de pression .....	52
Tableau 7 : Comparaison des déplacements relatifs de l'extrémité du coussin.....	55
Tableau 8 : Sommaire des résultats des essais avec une chemise en acrylique.....	61



# CHAPITRE 1 INTRODUCTION

Les arguments tant écologiques qu'économiques sont nombreux pour motiver le développement de nouvelles technologies de moteurs plus performants et efficaces. Ces moteurs émettraient moins de gaz à effet de serre et serait moins coûteux à opérer tout en continuant de jouer un rôle essentiel dans notre société. L'industrie du transport ou la génération décentralisée d'électricité dépendent encore aujourd'hui des moteurs à combustion interne à piston. Ces moteurs ont toutefois une efficacité limitée qui atteint actuellement au maximum 45% [1]. Pourtant, une importante part de l'énergie de combustion est perdue sous forme de chaleur. Effectivement, le refroidissement du bloc moteur puise près de 30% de l'énergie libérée par la combustion du carburant [2]. S'approcher d'une combustion adiabatique en minimisant le flux de chaleur s'évacuant par la chemise permettrait donc de maximiser l'énergie contenue dans les gaz de combustion. En convertissant cette énergie en travail mécanique utile, l'efficacité augmente.

Le développement de ce type de moteur nécessite donc de valoriser l'énergie additionnelle contenue dans les gaz chauds de combustion. L'utilisation de méthodes comme une architecture à cycle divisé, munie de chambres de compression et d'expansion séparées, ou comme le *turbo-compounding*, où une turbine récupère l'énergie des gaz d'échappement, pourrait permettre d'extraire l'énergie additionnelle disponible et d'atteindre des efficacités de plus de 55% [3–7].

L'idée est séduisante mais vient avec son lot de défis technologiques alors que l'opération d'une chambre d'expansion sans refroidissement se fait à des températures élevées. Les parois de la chambre pourraient atteindre près de 1000 °C [8]. Cela engendre des défis au niveau de la résistance des matériaux céramiques pouvant tolérer cet environnement et de la gestion des enjeux tribologiques (usure, friction et lubrification) à haute température [9].

Pour des moteurs conventionnels, les pistons sont typiquement munis de trois rainures accueillant des segments ainsi que d'une jupe [2]. Les segments ont pour fonction de sceller la chambre de combustion et de contrôler la couche d'huile se trouvant sur la chemise. La jupe permet quant à elle de reprendre les efforts radiaux engendrés par le mouvement de la bielle, entraînée par le vilebrequin. Lors du mouvement alternatif du piston, toutes les composantes glissent sur un film d'huile, en régime hydrodynamique, ce qui limite les pertes par friction et l'usure des pièces. Cependant, cette conception n'est pas adaptée aux moteurs sans refroidissement. En effet, en opérant à haute température, l'huile pourrait atteindre plus de 560 °C [10], ce qui est trop élevé pour les lubrifiants conventionnels qui se décomposent à une température maximale d'environ 350 °C [10–12]. Le développement de nouveaux lubrifiants liquides ou solides n'a pas permis d'atteindre les performances voulues à ces conditions d'opération pour l'instant.

Une méthode de lubrification à l'air, sans contact, s'avère être une solution attrayante, puisqu'elle permet d'éliminer l'huile ainsi que ses contraintes de température. Certains concepts de pistons sans segments se basent sur la présence d'un film d'air à l'interface piston/chemise pour éviter le contact avec la chemise du moteur. Ce film d'air serait généré par le mouvement alternatif du piston. Cependant, le piston ne peut pas être soutenu durant l'entièreté du cycle alors que sa vitesse devient nulle aux points morts haut et bas, ce qui engendre inévitablement du contact et de l'usure. De plus, la vitesse de translation du piston est limitée, ce qui influence la pression pouvant être générée dans le film d'air.

Pour pallier ce problème, l'option de faire tourner le piston autour de son axe de translation permet de générer un film d'air permanent à sa périphérie. Tout contact entre la jupe et la chemise du moteur peut alors être empêché grâce à la pression générée dans ce film. En modifiant l'architecture du moteur traditionnelle, par exemple avec un moteur de type *free piston*, il semble possible de faire tourner le piston sur lui-même tout en permettant sa translation. De plus, cela aurait pour effet d'éliminer les chargements radiaux provenant de la bielle, qui ne pourrait être soutenue par le film d'air. Par ailleurs, limiter les pertes de masses demeure primordial pour ce type de concept et donc l'aire de fuite doit être minimisée. Pour se faire, un piston maintenant un jeu minimal avec la chemise limiterait les fuites tout en générant peu d'usure et de friction en opérant sans contact.

Les joints à doigts sans contact (*non-contacting finger seals*), développés pour les turbomachines, permettent de sceller un arbre en rotation grâce à un agencement de plaques munies de doigts flexibles et de coussins, présenté à la Figure 1. En opération, l'arbre se dilate radialement dû à l'expansion thermique pour réduire le jeu entre les coussins et l'arbre et ainsi assurer le scellement. La pression générée dans le film d'air à cette interface entre les coussins et l'arbre empêche le contact tout en gardant l'aire de fuite à un niveau acceptable. Ce type de joint est intéressant dans le cas d'un piston puisqu'il lui permettrait de se conformer à la chemise du moteur sans contact et ainsi assurer le scellement de la chambre de combustion.

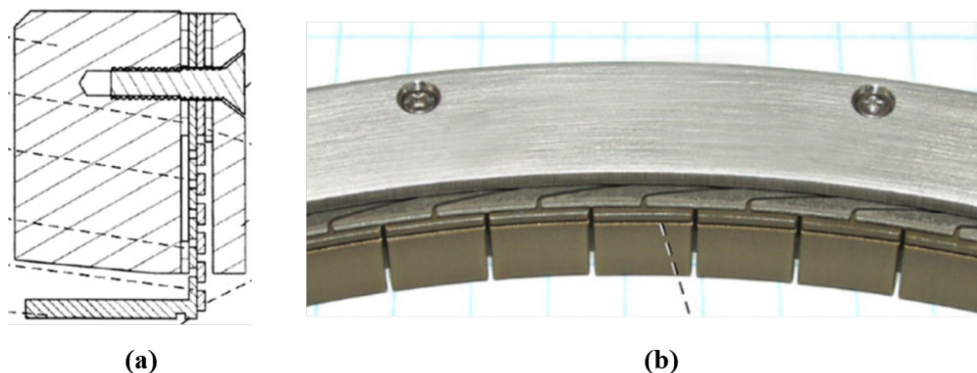


Figure 1 : Vue en coupe de joints à doigts sans contact (a) et photo d'un prototype (b) [13]

Le présent projet de recherche a donc objectif d'investiguer l'utilisation d'un concept similaire aux *finger seals* permettant de sceller la chambre de combustion d'un moteur à piston, sans huile. Ce faisant, les objectifs fixés dans le cadre de ce projet sont d'adapter la géométrie des *finger seals* à un piston et de valider que la pression générée par l'écoulement d'air en périphérie du piston empêche le contact entre les pièces en mouvement et maintient un faible jeu.

Ce mémoire présente donc un nouveau concept de joints à doigts permettant de sceller la chambre de combustion d'un moteur à piston. Une revue de l'état de l'art est d'abord présentée. Elle mène à l'identification de la problématique et à la formulation de la question de recherche faisant l'objet de ce mémoire. Un article publié lors de la conférence *WCX SAE World Congress Experience 2020* présente ensuite la géométrie des *finger seals* développés, leur modélisation basée sur des sous-modèles physiques ainsi qu'une analyse de sensibilité des principales variables de conception. Finalement, une section couvre les principaux essais expérimentaux réalisés dans le cadre de ce projet et ayant pour but de valider l'opération sans contact de ce nouveau type de joint.





## CHAPITRE 2                    ÉTAT DE L'ART

L'efficacité des moteurs à combustion interne est définie comme le rapport entre la quantité de travail utile extraite sur la quantité d'énergie chimique du carburant utilisé. Les moteurs de moyenne puissance (<1 MW) utilisés pour le transport ou comme génératrice électrique ont bénéficié de plusieurs années de développement et les plus performants atteignent présentement jusqu'à 45% d'efficacité. Toutefois, dans le contexte économique et environnemental actuel, augmenter l'efficacité de ces moteurs demeure pertinent. Des analyses thermodynamiques basées sur le concept d'énergie disponible (ou exergie) ont permis d'identifier les principales pertes des moteurs à combustion interne [14,15]. Ces analyses montrent les irréversibilités générées pendant la combustion ainsi que les transferts thermiques depuis la chambre de combustion vers l'environnement sont les processus générant le plus de pertes. Elles représentent chacune environ 20 à 25% de l'énergie disponible s'additionnant notamment aux pertes de pompage, de friction et à l'énergie des gaz d'échappement [4,14,15]. Pour augmenter la part d'énergie convertie en travail utile, il est avantageux de tenter de diminuer les pertes les plus importantes. Cela explique l'intérêt porté sur le développement de moteurs non refroidis typiquement appelés *low heat rejection engines (LHR)* qui limitent les pertes thermiques. Dans ces moteurs davantage d'énergie est conservée et les gaz de combustion sont en conséquence plus chauds. Pour convertir cette énergie additionnelle en travail, il est possible d'effectuer l'expansion complète des gaz de combustion (cycle d'Atkinson) ou d'ajouter une turbine à la sortie du moteur (*turbo-compounding*) [12,16,17]. Un cycle divisé avec récupération de chaleur aurait aussi le potentiel d'atteindre une efficacité de près de 60 %, comme le montre des certains modèles [6,7]. En pratique, pour limiter les pertes thermiques, il est nécessaire d'isoler la chambre de combustion. Pour se faire, une barrière thermique en céramique (*thermal barrier coating*) permet d'obtenir une température de chemise élevée qui limite les échanges thermiques avec les gaz de combustion [11,15].

Bien que bénéfique pour l'efficacité, des défis tribologiques importants sont engendrés par cette configuration. En effet, les pistons sont traditionnellement munis de segments assurant le scellement de la chambre de combustion ainsi que d'une jupe permettant de supporter les efforts radiaux provenant de l'architecture moteur bielle-manivelle. L'interface entre ces composantes et la chemise du moteur sont lubrifiées grâce à un film d'huile qui limite les pertes par friction ainsi que l'usure du moteur. Puisque les huiles traditionnelles à base d'hydrocarbure s'oxyde à partir de 200 °C, elle doivent rester en dessous de cette température pour conserver leurs propriétés ce qui nécessite le refroidissement de la chemise [18]. La température maximale imposée à l'huile dans un moteur correspond à la température de la chemise à la position du segment supérieur au point mort haut (TDC). Sans refroidissement, cette température, appelée *top ring reversal (TRR) temperature*, peut atteindre entre 550 et 1000 °C selon le degré

d'isolation de la chemise [10,16,19]. Les lubrifiants liquides typiques sont donc inadéquats pour les moteurs LHR et une alternative assurant le scellement de l'interface piston-chemise à haute température est nécessaire au développement de ces moteurs. Cette problématique est importante pour le développement de ces moteurs, comme le montre une citation provenant d'une des premières publications sur le sujet : « *Acceptable lubricant performance, more than any other consideration, will determine the maximum temperatures at which low heat rejection engines can ultimately be operated.* » (Bryzik et Sutor [10]).

Une approche répandue dans la littérature pour tenter de résoudre cette problématique consiste à utiliser un piston conventionnel tout en adaptant les matériaux, les revêtements et les lubrifiants pour permettre une opération à haute température. Cette solution est intéressante puisqu'elle est facilement adaptable à l'architecture conventionnelle des moteurs à piston. Par contre, elle nécessite le développement de lubrifiants liquides ou solides pouvant opérer à haute température de manière durable en limitant l'usure tout en minimisant les pertes par friction.

## 2.1 Lubrification liquide haute température

Il existe des lubrifiants liquides conservant leur viscosité et ayant une bonne résistance à l'oxydation à haute température. Toutefois, même les huiles synthétiques les plus avancées ne peuvent opérer à plus de 500 °C et ce pour une très courte durée de vie, comme le montre Figure 2. Des essais expérimentaux ont démontré l'utilisation d'un nouveau lubrifiant à une température TRR de 410 °C [20] et un autre lubrifiant à base d'éther de polyol a également permis d'atteindre une température maximale de 427 °C [21]. Toutefois, même avec ces nouveaux lubrifiants, la chemise doit encore être refroidie considérablement et offre donc seulement une solution partielle au problème.

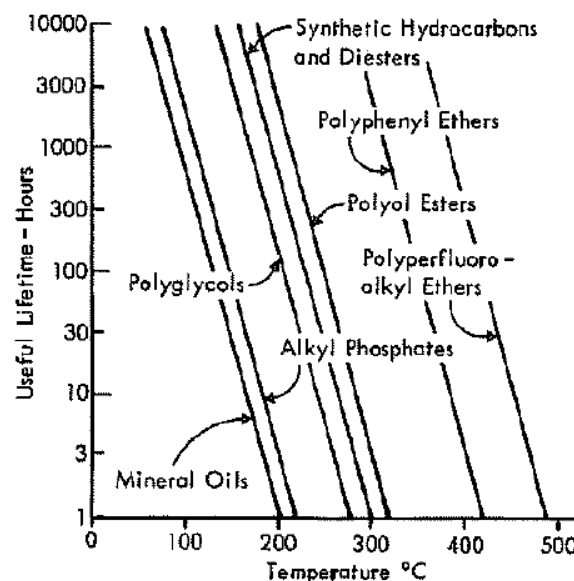


Figure 2 : Vie utile des différents lubrifiants liquides en fonction de la température [10], adapté de [22].

Aussi, d'autres éléments pratiques sont à considérer dans le développement de nouveaux lubrifiants, comme les produits générés par la décomposition des lubrifiants qui peuvent être toxiques pour l'environnement. C'est le cas pour des lubrifiants de la famille des éthers polyperfluoroalkyl, soit la famille la plus performante selon la Figure 2. De plus, les additifs ajoutés aux huiles devront aussi être modifiés dans pour assurer leur efficacité à haute température [10]. Ces additifs remplissent plusieurs rôles importants comme limiter la formation de mousse, la corrosion, et l'usure, modifier la viscosité de l'huile, nettoyer le moteur, etc. [2]. En somme, les lubrifiants liquides développés jusqu'à maintenant représente une solution qui limite toujours la température d'opération maximale et qui ne permet donc pas d'exploiter totalement le potentiel des moteurs LHR.

## 2.2 Lubrification solide

Les lubrifiants solides sont des matériaux utilisés sous formes des poudres ou de revêtement, permettant de réduire la friction et l'usure à l'interface entre des pièces en mouvement. Les régimes de lubrification sont différents de ceux observés pour des liquides alors qu'ils dépendent de la taille des particules, de leurs formes et de leurs propriétés cristallographiques. Les lubrifiants solides sont utilisés dans des situations où le recours à des lubrifiants liquides n'est pas possible ou peu pratique. Ils sont par exemple utilisés dans des applications impliquant des températures extrêmes, des applications nécessitant un vide, dans des réacteurs nucléaires ou dans des applications où des contaminations dus aux huiles ou aux graisses doivent être évitées [23].

L'utilisation de lubrifiants solides sous forme de poudre, comme le graphite ou le disulfure de molybdène ( $\text{MoS}_2$ ), sont difficiles à approvisionner à l'interface sans générer d'agglomération et en obtenant une épaisseur optimale sur l'ensemble des surfaces visées. De l'huile peut être utilisée comme medium de transport mais il s'agit donc davantage d'un additif à l'huile plutôt que d'une solution efficace par elle-même. Par ailleurs, le graphite et le  $\text{MoS}_2$  perdent leurs propriétés de lubrification en s'oxydant. Ils peuvent donc atteindre des températures maximales d'environ 600 °C et 350 °C respectivement [24]. Les lubrifiants solides sous forme de poudre ne semblent donc pas une option prometteuse en elle-même puisqu'elle reste dépendante à l'utilisation d'huile comme medium de transport et reste donc aussi limité en température.

Les lubrifiants solides sous forme de revêtement, aussi appelé matériaux autolubrifiants, semblent constituer une solution intéressante puisqu'ils peuvent résister à de hautes températures. Pour que leur utilisation soit viable, ils doivent toutefois permettre un faible taux d'usure tout en générant peu de friction. Évidemment, si l'utilisation de ces matériaux permet un gain significatif d'efficacité sur le cycle thermodynamique en cas de réduction des pertes thermiques, un compromis peut être fait au niveau des pertes par friction. Il est toutefois justifié

de s'attendre à des pertes du même ordre de grandeur que celles observées pour des pistons conventionnels, sans quoi l'impact net sur l'efficacité du moteur pourrait être négatif.

Le matériau PS200 est un matériau développé par la NASA qui est composé de carbure de chrome, de fluorures eutectiques et d'argent. Il est un exemple de revêtement ayant un potentiel autolubrifiant intéressant puisqu'il peut atteindre des températures allant jusqu'à 900 °C. Par contre, le coefficient de friction mesuré pour ce matériau est près de 5 fois plus élevé que la valeur typique de 0,04 mesuré pour des segments en régime hydrodynamique [25]. De plus, un facteur d'usure d'environ  $5 \times 10^{-5}$  est mesuré pour des essais à 540 °C. Ce facteur d'usure relie le volume usé au chargement normal et à la distance de frottement. Une valeur de  $5 \times 10^{-9}$  a été mesurée pour un moteur Diesel typique [26,27].

La Figure 3 résume les performances de la lubrification solide (*solid film*) et des matériaux autolubrifiants (*self-lubricating dry*) en fonction du coefficient de friction et du facteur d'usure. En somme, bien que la lubrification solide ait le potentiel de résister à des températures significativement plus élevées que les lubrifiants liquides, elle n'est pas réaliste dans un contexte de moteur à piston vu l'ordre de grandeur du frottement et de l'usure généré.

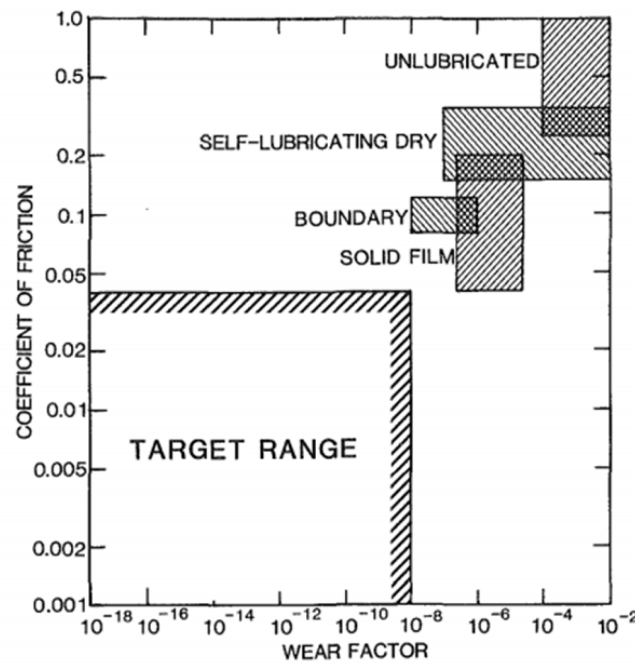


Figure 3: Coefficient de friction et facteur d'usure pour différentes solutions de lubrification [17]

### 2.3 Lubrification gazeuse

Les solutions présentées précédemment possèdent toutes des défauts importants les rendant inadaptées à l'opération à très hautes températures, requise pour les moteurs LHR. Ainsi, cela justifie d'explorer une autre solution techniquement plus complexe, mais ayant un plus grand

potentiel, soit la lubrification gazeuse. Cette méthode de lubrification consiste à utiliser un film gazeux entre le piston et le cylindre pour éviter le contact et donc limiter l'usure et les pertes de friction. Cette solution est attrayante puisque, pour les joints d'étanchéités, les propriétés mécaniques des matériaux limitent maintenant la température maximale d'opération.

Cependant, pour assurer le scellement, le jeu entre le piston et la chemise doit être minimisé. En effet, il devrait être plus petit que le jeu observé dans les moteurs conventionnels, soit environ  $120\text{ }\mu\text{m}$  à charge maximale et  $380\text{ }\mu\text{m}$  à faible charge, sans quoi il engendrerait trop de perte de masse et aurait un impact significatif sur le rendement du moteur [10]. D'ailleurs, les fuites observées dans les moteurs sont typiquement de 1% des gaz admis en opération normale [2]. Dicté par la taille du jeu requis, le développement de cette solution requiert donc des concepts souvent complexes et qui nécessitent des tolérances de fabrication difficilement répétables à grande échelle [11]. De plus, les chargements radiaux provenant de l'architecture bielle-manivelle typique doivent être éliminés dans le cas de cette solution puisqu'un film d'air ne peut supporter ces charges dû à la faible viscosité de l'air [28].

### 2.3.1 Déformations de la chemise du moteur

Pour assurer l'efficacité de la lubrification gazeuse, la déformation de la chemise en opération doit être prise en compte étant donné les faibles jeux radiaux requis. En effet, les erreurs de concentricité ou de circularité de la chemise doivent être limitées. La chemise d'un moteur en opération peut se déformer en raison de plusieurs facteurs soit les procédés manufacturiers, l'assemblage, les effets thermiques et la pression des gaz [29]. Ces déformations sont décrites selon différents modes de déformation, présentés à la Figure 4.

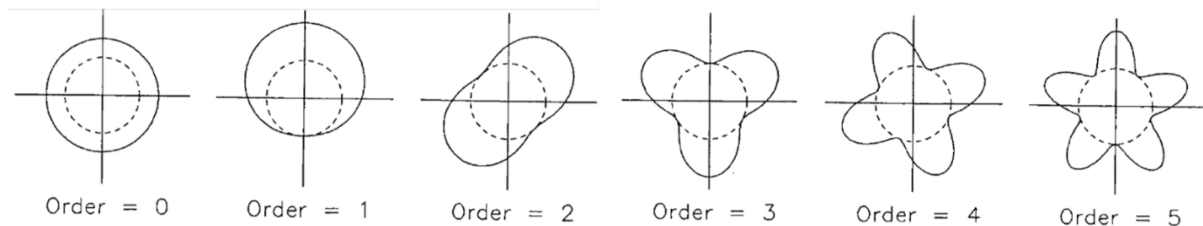


Figure 4 : Modes de déformations de la chemise du moteur [29].

Une combinaison de ces déformations génère une forme irrégulière de la chemise, comme présenté à la Figure 5. Pour assurer le scellement, les joints utilisés sur les pistons doivent se conformer à tous les modes de déformations sans laisser d'aires vides propices aux fuites.

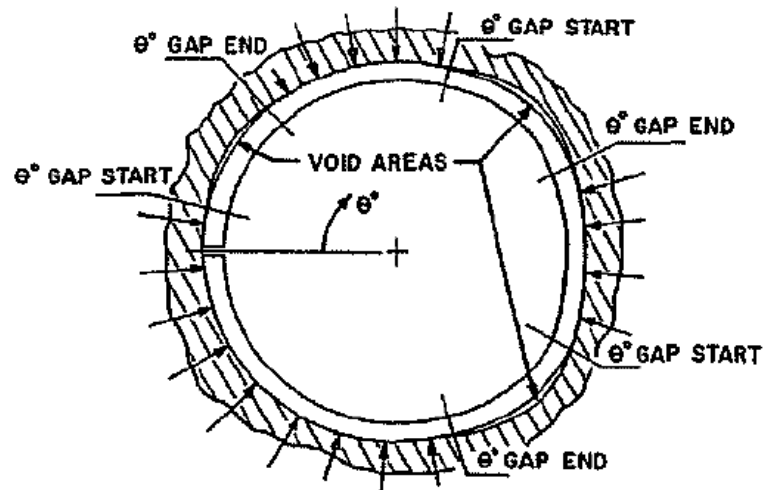


Figure 5 : Distorsions de la chemise du moteur [30].

Des mesures de déformations sur un moteur en opérations ont permis de constater un déplacement maximal de  $86 \mu\text{m}$  pour la chemise [31]. Ce déplacement est principalement attribuable à une distorsion d'ordre 2, attribué aux contraintes thermiques puisque le moteur de test avait un bloc moteur à alésage conjoint. La prédominance du 2<sup>e</sup> ordre n'est pas considéré critique pour le scellement du moteur puisque les segments traditionnels peuvent assez bien se conformer à cette forme. Les déplacements de 4<sup>e</sup> ordre sont de l'ordre de  $20 \mu\text{m}$  et ils sont principalement causés par les efforts de serrages de la tête au bloc [31].

### 2.3.2 Pistons lubrifiés à l'air

Différents concepts de piston lubrifiés à l'air sont présentés dans la littérature sans offrir de solution pratique au problème. Des concepts sont munis de segments lubrifiés par les gaz de combustion grâce au mouvement de translation du piston [32–34]. Les analyses utilisées pour valider le concept se basent toutefois sur des modèles fluides incompressibles et aucun essai expérimental ne corrobore les analyses effectuées. La viabilité de ces solutions est donc mise en doute. Le contrôle du jeu piston/chemise est ciblé comme l'élément critique au scellement de la chambre de combustion et met de l'avant l'importance de cet enjeu.

Un autre concept abordé par plusieurs sources consiste en un piston sans segment ni rainure, présenté à la Figure 6. Ce concept est présenté dans plusieurs travaux [35–40] compte sur l'utilisation de matériau céramique dans le but d'assurer peu d'expansion thermique sur la plage d'opération du moteur. Se faisant, de faibles jeux sont maintenus entre le piston et la chemise, ce qui permet de contrôler les pertes de masses et assurer la présence d'un film d'air supportant le mouvement du piston, sans contact.

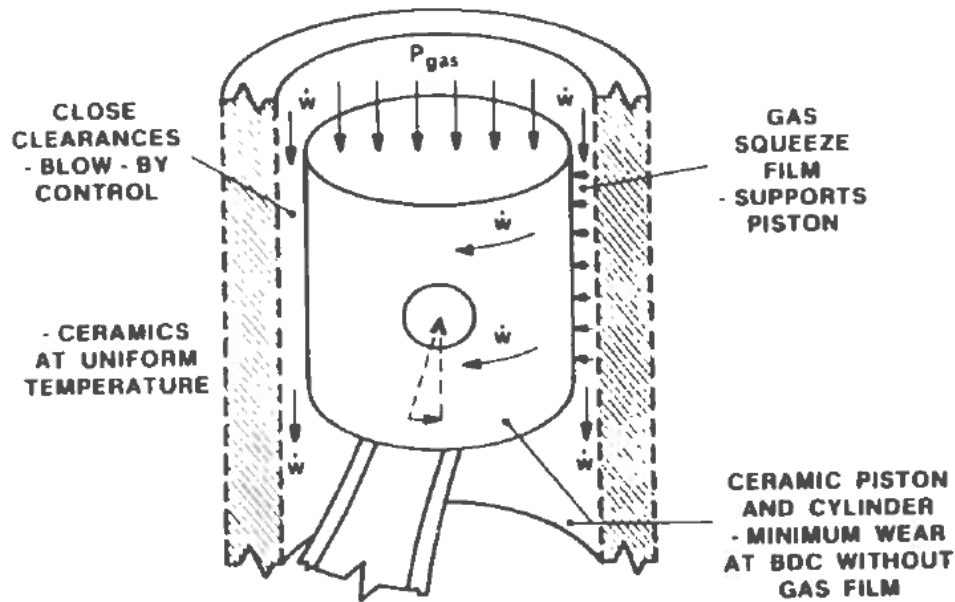


Figure 6 : Concept de piston sans segment lubrifié à l'air [35].

D'abord, un piston en céramique a été testé sans lubrification pendant 50 heures [36]. L'observation du piston suite au test n'a permis d'identifier aucun frottement ce qui laisse sous-entendre qu'un film d'air empêche le contact entre les pièces en mouvement. Ces essais se sont terminés lorsque le piston a saisi dans la chemise puisque le refroidissement de la chemise avait été augmenté. L'expansion thermique du piston a ensuite vraisemblablement fait diminuer le jeu piston/chemise, jusqu'à ce que le contact soit inévitable. Un film d'air semble donc pouvoir efficacement lubrifier le piston en opération mais l'expansion thermique des composants reste un enjeu important pour la viabilité du concept.

D'autres essais ont ensuite permis d'observer peu de friction pour un piston en céramique muni d'un revêtement de lubrifiant solide. Deux tests motorisés de 2h et 4,5h ont pu montrer que le piston était supporté par un film d'air en se basant sur la température de la chemise, qui avait peu augmenté (10 °C) [37]. Des indices montrent toutefois que du contact avait lieu, particulièrement lorsque le piston est à son point mort bas (BDC). Étant donné que la vitesse relative entre le piston et la chemise est nulle aux TDC et BDC, aucun film d'air ne supporte le piston à ces moments. Un écoulement d'air est donc nécessaire durant la totalité du cycle pour éviter tout contact.

Une autre étude a permis de prédire une diminution des pertes par friction pour un moteur à piston en céramique non lubrifié comparativement aux pistons conventionnels [35]. Les pertes de masse du moteur varient toutefois de 3% à 4000 RPM à près de 15% à 1500 RPM, ce qui est trop élevé pour être viable dans un moteur. De plus, ces valeurs ont été mesurées à 1/3 de la charge maximale du moteur. Le jeu radial du piston était de 16,5  $\mu\text{m}$  à froid et de 12,5  $\mu\text{m}$  en opération. Pour minimiser les pertes de masse, la vitesse de rotation du moteur doit donc être

élevée pour limiter le temps de passage des fuites et le jeu radial entre le piston et la chemise doit être de l'ordre de quelques microns [41].

Des travaux de modélisation ont également évalué le concept de piston sans segment lubrifié à l'air. Les résultats montrent le piston à une capacité de chargement radial limitée et que la stabilité de son comportement dynamique peut être un enjeu important [38–40]. Les pertes de masses restent cependant le principal enjeu freinant le développement de cette stratégie, ce qui corrobore les résultats expérimentaux discutés plus haut.

Un concept différent développé par la NASA consiste en un piston munis de plusieurs portions segmentées sur sa circonférence [41]. Chaque segment du piston est préchargé contre les parois de la chemise grâce aux gaz de la chambre de combustion. L'air préchargeant les segments sert également d'apport d'air pour une multitude de conduits qui achemine l'air à l'interface piston/chemise. Le film hydrostatique d'air ainsi généré permet d'équilibrer les forces empêche le contact entre le piston et la chemise. Ces segments sont présentés à la Figure 7.

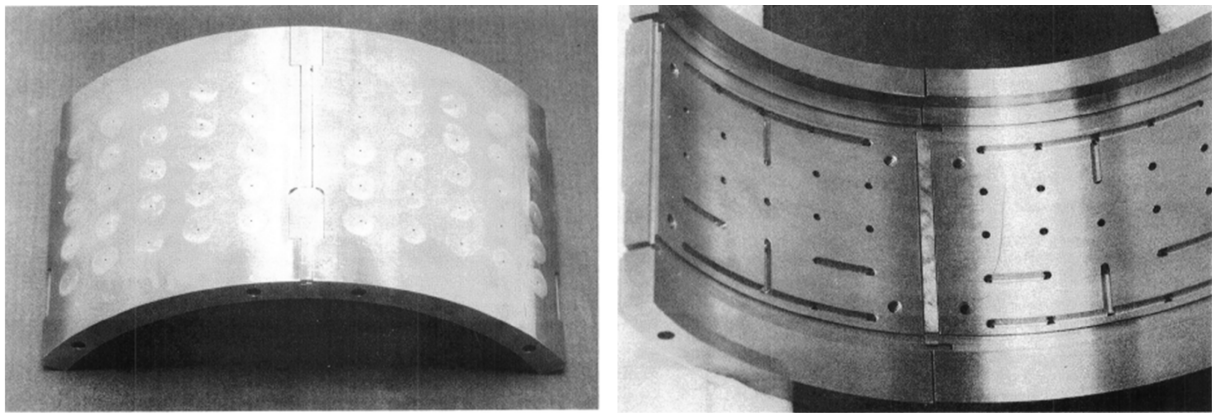


Figure 7 : Vue extérieure et intérieure des segments hydrostatiques [41].

Le jeu nécessaire à l'opération de ce moteur est défini entre  $1,5\ \mu\text{m}$  et  $8\ \mu\text{m}$ . Après des essais expérimentaux statiques, ce concept a été jugé inacceptable puisque l'équilibre des moments sur les segments était difficilement atteignable. De plus, un apport de gaz correspondant à 7% du volume déplacé serait nécessaire au fonctionnement du concept. Finalement, des complexités dues aux déformations élastiques et thermiques sont aussi envisagés et freinent son développement [41].

Pour finir, une autre approche au scellement sans huile est d'utiliser un piston muni de joints labyrinthes, présenté à la Figure 8. Ces joints permettent de limiter les fuites en forçant les gaz quittant la chambre de combustion à passer par un certain nombre de cavités, augmentant ainsi les pertes locales d'énergie cinétique. Un jeu radial ( $\tau$  sur la figure) de  $80\ \mu\text{m}$  est envisagé pour cette application et semble réaliste lorsque la chemise du moteur est refroidie [42].



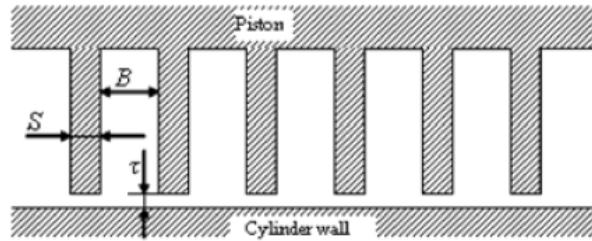


Figure 8 : Schématisation d'un joint labyrinthe [42]

Étant donné les pertes de masse importante, une diminution de 6 points d'efficacité est estimée pour cette configuration, comparativement à un moteur idéal sans fuite. Le contrôle du refroidissement de la chemise est cité comme moyen d'assurer un faible jeu. Par contre, dans le cas d'un moteur LHR, la gestion de l'expansion thermique des composants pour assurer un certain jeu maximal et surtout pour contrôler les déformations de la chemise du moteur semble un défi technologique important qui pourrait limiter cette technologie.

Somme toute, il est clair que pour exploiter le concept de moteur LHR à son plein potentiel, il est nécessaire de développer une méthode permettant de lubrifier le mouvement du piston et de sceller la chambre de combustion sans huile. Le développement d'un piston lubrifié à l'air est la solution qui semble la plus prometteuse. Elle doit par contre respecter certaines conditions pour être viable :

1. Utiliser une architecture moteur n'imposant pas de chargement radial sur le piston.
2. Nécessiter un tolérancement géométrique viable pour la production à grande échelle.
3. Engendrer des pertes de masses acceptables en permettant un accommodement de l'expansion thermique des composantes.

Parmi ces conditions, minimiser les fuites est l'enjeu critique. Pour se faire, le piston doit satisfaire deux autres conditions soit maintenir un jeu piston/chemise de quelques microns et s'adapter aux déformations de la chemise en opération.

Certains concepts de piston lubrifié à l'air présentés précédemment utilisent un film gazeux pour prévenir le contact avec la chemise. La pression hydrodynamique dans ce film est générée grâce à la vitesse relative du piston par rapport à la chemise dû à son mouvement alternatif. Toutefois, la vitesse nulle aux points morts haut et bas engendre inévitablement une absence de pression hydrodynamique pour ces positions du piston et donc aucune force n'y est générée. Faire tourner le piston sur lui-même permet d'assurer un film d'air permanent autour du piston et ainsi de générer une pression qui pourrait garantir l'opération sans contact. Un piston ayant une jupe flexible s'adaptant aux déformations de la chemise pourrait donc permettre d'assurer un jeu faible et ainsi opérer sans contact tout en générant peu de fuite. Ce concept de joint d'étanchéité a plusieurs similitudes avec des technologies de scellement utilisées dans les turbomachines.

## 2.4 Méthodes de scellement des turbomachines

Dans les turbomachines, les jeux rotor/stator doivent être contrôlés pour minimiser les fuites et maintenir une bonne efficacité tout en minimisant les coûts (longue durée de vie, peu de maintenance, faible coût initial). Le contrôle de ces jeux s'avère être un défi important étant donné les différents modes d'opération des turbomachines. L'expansion thermique des composants, les efforts centrifuges et les caractéristiques dynamiques des rotors peuvent induire des déplacements radiaux importants au niveau du rotor [43].

Les principaux joints développés pour sceller un arbre en rotation dans une turbine sont les joints labyrinthe (*labyrinth seals*), les joints à brosse (*brush seals*), ou les joints à doigts (*finger seals*). Ces joints ne nécessitent pas d'huile et peuvent atteindre des températures élevées, qui sont alors essentiellement limitées par les matériaux utilisés. Des essais ont été notamment réalisés jusqu'à une température de 650 °C [44].

### 2.4.1 Joints labyrinthe

Les joints labyrinthes représentent la solution la plus répandue dans les turbomachines actuellement. Ces joints permettent le contrôle des fuites à l'interface du rotor grâce à une série de cavités qui dissipent séquentiellement l'énergie de l'écoulement. Ils ont déjà été envisagés pour des pistons, comme discuté plus haut. Leur désavantage principal est qu'ils opèrent à un jeu fixe et donc ils peuvent entrer en contact avec le rotor lors des régimes d'opération transitoires des turbines. Ce contact engendre l'usure des joints, ce qui cause un jeu permanent plus élevé qui altère alors les performances de scellement du joint au cours de sa durée de vie [45]. De plus, ils ont le désavantage de ne pas être compact axialement.

### 2.4.2 Joints à brosse (*brush seals*)

Développer pour pallier les désavantages principaux des joints labyrinthes, les *brush seals* sont simples et efficaces. Ils permettent de réduire de plus de 50% les fuites tout en s'adaptant aux déplacements du rotor et en nécessitant moins d'espace axial que les joints labyrinthes. Ils sont présentement en opération dans des turbines de Rolls-Royce, Pratt and Whitney et GE [46]. Ces joints sont composés d'un amas de poils métalliques fins, typiquement composés d'un alliage de cobalt, soudés à un angle d'environ 45° sur le stator. Cet angle permet aux poils de fléchir pour accommoder l'expansion du rotor. Ils permettent le scellement axial des fuites. Le diamètre interne du joint est machiné pour assurer une interférence avec le rotor. De plus, une plaque soutient les poils axialement en aval pour les empêcher de fléchir, comme montré à la Figure 9 [43]. Un des principaux problèmes observés avec les *brush seals* est l'hystérésis au niveau du mouvement de l'amas de poil en opération. Lorsque le joint est pressurisé, la force de friction

entre chaque poil a pour effet de rigidifier l'amas et le figer en place [45,47]. En se figeant à une certaine position, le joint ne peut se conformer au rotor si celui-ci se déplace.

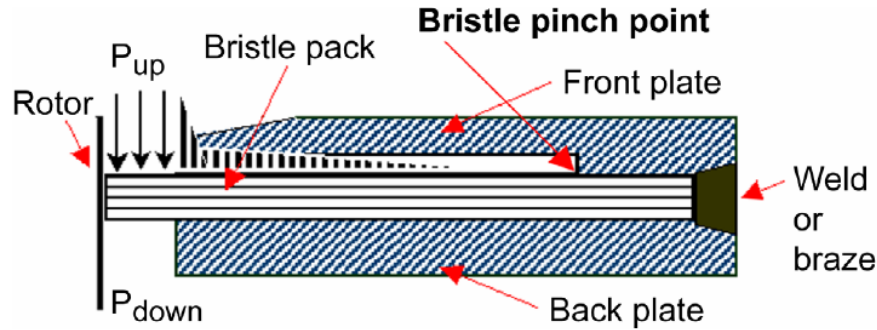


Figure 9 : Assemblage de brush seals [43]

### 2.4.3 Joints à doigts (*finger seals*)

Au courant des années 1990, les joints à doigts (*fingers seals*) sont développés pour offrir une alternative environ deux fois moins couteuse aux joints à brosse grâce à un concept utilisant des procédés manufacturiers bien connus comme la découpe laser, l'usinage par décharge électrique ou la photo gravure [48,49]. Les *finger seals* sont composés d'un agencement de plaques (ou laminés) munies de doigts courbés d'épaisseur constante, comme présenté à la Figure 10.

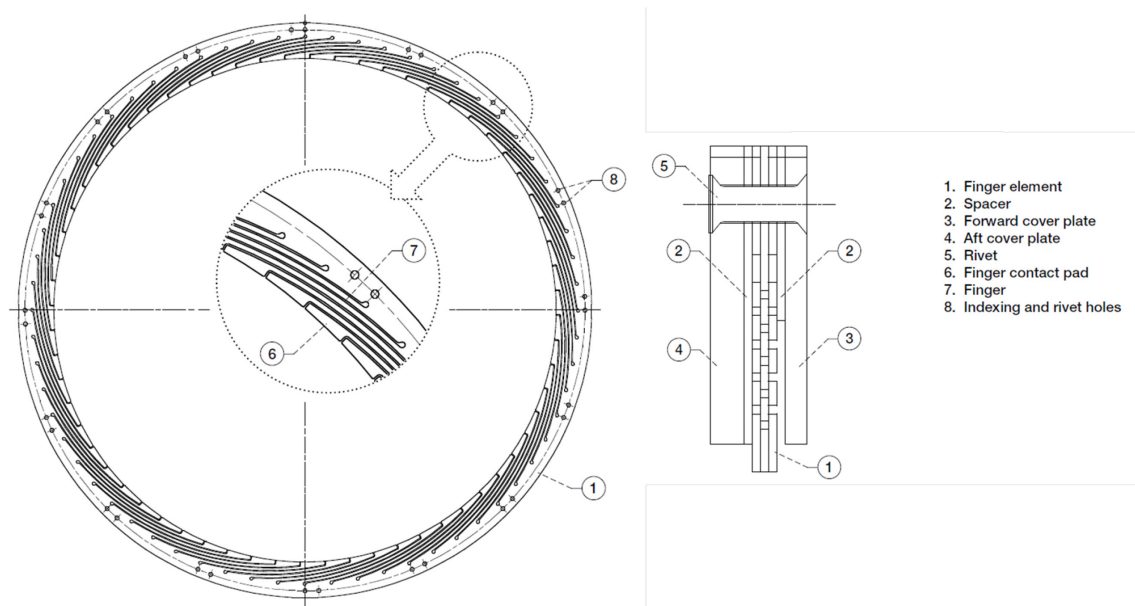


Figure 10 : Géométrie et assemblage des finger seals [50]

À l'extrémité de ces doigts, un pied épouse la forme du rotor. Le jeu entre les doigts est scellé axialement grâce à une autre plaque. Cette dernière est agencée et indexée de manière à ce que ses doigts scellent les fentes de l'autre plaque. Les premiers *finger seals* sont conçus pour être en interférence avec le rotor à froid, imitant les *brush seals*. Cela engendre du contact et du frottement en opération [48].

Des problèmes d'hystérésis semblables aux *brush seals* sont observés pour ces *finger seals*. Les doigts ne peuvent se conformer aux déplacements du rotor en tout temps puisque le différentiel de pression axial engendre une force de friction entre les différents laminés. Pour pallier ce problème, une cavité peut équilibrer axialement les pressions sur les doigts et ainsi réduire la friction entre les plaques, comme illustré à la Figure 11.

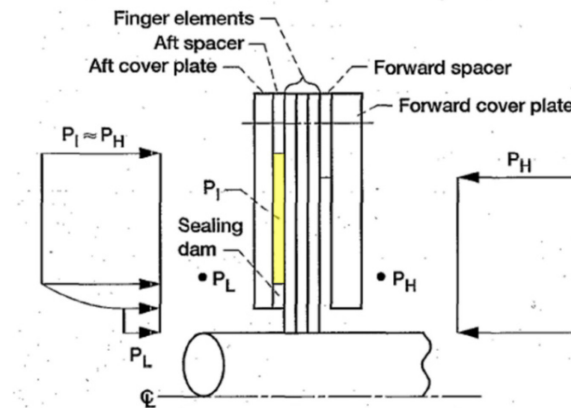


Figure 11 : Présence d'une cavité (en jaune) équilibrant les pressions axialement [49]

#### 2.4.4 Comparaison des performances les joints labyrinthe, à brosse et à doigts

Certains essais de la NASA ont été réalisés dans le but de comparer les performances de scellement et les pertes de puissance des joints labyrinthe, à brosse et à doigts [50–52]. Les conditions opératoires maximales utilisées lors de ces essais et les caractéristiques des joints testés sont présentées dans le Tableau 1 et le Tableau 2.

Tableau 1 : Conditions opératoires maximale des essais effectués par la NASA [51]

Vitesse tangentielle maximale	366 m/s
Pression maximale en amont	517 kPa
Température maximale	922 K

Tableau 2 : Caractéristiques des joints utilisés pour les essais [52]

	<i>Labyrinth</i>	<i>Brush</i>	<i>Finger</i>
Interférence radiale initiale (μm)	+305	-97	-165
Longueur axiale (mm)	11,2	4,3	4,3
Usure radiale mesurée sur le joint (μm)	—	140	889

Les résultats de ces essais montrent que les joints à brosse et à doigts sont plus performants que les joints labyrinthe au niveau du scellement alors que leurs débits de fuite sont 2 à 3 fois inférieurs [52]. Un test d'endurance de 4 heures montre également que le débit de fuite des *finger seals* est 36% inférieur au débit mesuré pour les *brush seals* [51]. Les pertes de puissance mesurées sont comparables entre les *finger seals* et les *brush seals* [50–52].

L'usure du rotor utilisé est minimale alors que l'usure des *fingers seals* est significativement plus élevée que celle des *brush seals*, comme l'indique les données du Tableau 2. De plus, l'usure des joints avec contact est élevée lors des premières utilisations et semble se stabiliser avec le temps, comme le montre la Figure 12.

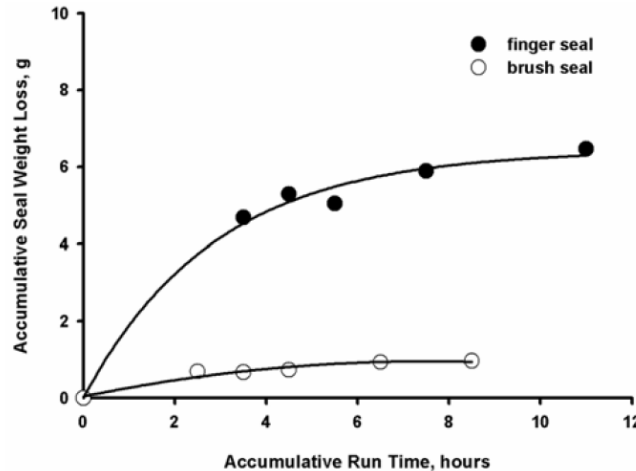


Figure 12: Usure des joints en fonction de leur temps d'utilisation [51]

La différence d'usure entre les joints à brosse et à doigts peut s'expliquer par l'interférence radiale initiale plus élevée des *fingers seals* utilisés ainsi que par « l'effet de fermeture » qui semble être important pour ce type de joint. Cet effet est dû à la pressurisation de l'espace entre les doigts. La pression a pour effet de pousser les doigts vers le rotor, ce qui « ferme » le jeu radial joint/rotor, comme illustré à la Figure 13. Pour contrer ce problème, des doigts plus courts et donc plus rigides ont été utilisés sur le laminé situé le plus en aval [53].

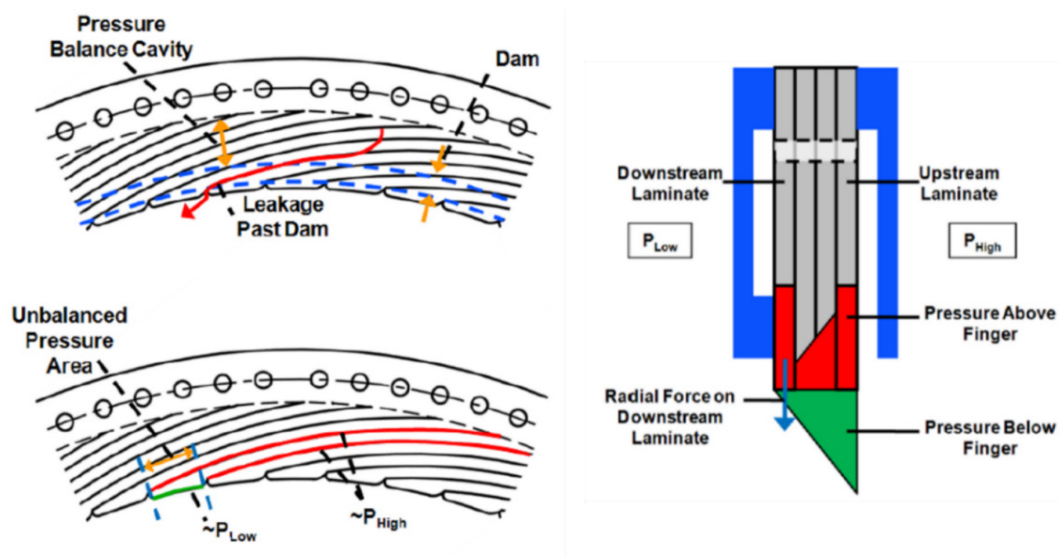


Figure 13 : Force radiale amplifiée sur les doigts aval du à la cavité équilibrant les pressions [53]

Ainsi, les joints à doigts sont une option moins complexe et coûteuse que les joints à brosse. En termes de scellement, ils sont significativement plus efficaces que les joints labyrinthe et légèrement plus efficace que les joints à brosse puisqu'ils peuvent se conformer au déplacement du rotor. Ils opèrent toutefois en contact avec le rotor et donc ils s'usent et génèrent de la chaleur additionnelle, ce qui est indésirable.

#### 2.4.5 Joints à doigts sans contact (*non-contacting finger seals*)

Pour satisfaire les nouveaux requis de scellement des turbines à gaz, des joints se conformant au rotor tout opérant sans contact sont nécessaires. C'est dans ce contexte que les joints à doigts sans contact ou *non-contacting finger seals* sont développés.

Ce nouveau concept est muni de doigts dont l'extrémité (le pied), épousant la forme du rotor, est prolongée axialement pour augmenter la surface de contact à l'interface joint/rotor. L'objectif visé par l'agrandissement cette surface est d'utiliser la pression hydrodynamique générée dans l'écoulement à l'interface entre le joint et le rotor pour produire une force radiale assez grande pour éviter le contact avec le rotor. En opérant sans contact, la durée de vie de ces joints pourrait être illimitée. Plusieurs brevets [54–57] et publications [13,46,58–63] présentent des concepts de joints à doigts sans contact. La portion élargie des doigts est nommée le coussin. Pour assurer le scellement des espaces entre les doigts, des laminés de doigts sans coussin sont assemblés et indexés à la première, comme présenté à la Figure 14.

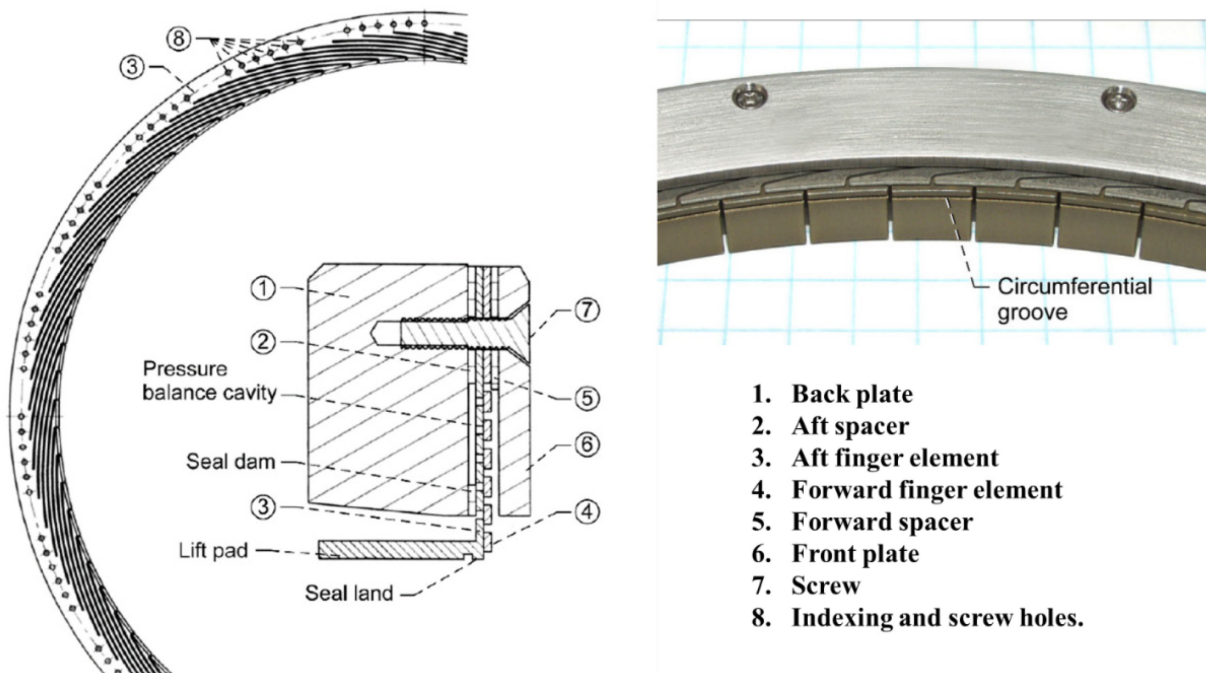


Figure 14 : Géométrie et assemblage des finger seals sans contact [13]

Les coussins ne sont pas centrés axialement par rapport aux doigts. Ce positionnement est expliqué par le fait que, pour un coussin positionné du côté de la haute pression, la force induite par la pression hydrostatique sur la surface externe du coussin serait significativement plus élevée que la force de pression hydrodynamique générée par le coussin et l'opération sans contact ne serait pas possible. Cette configuration mène à la torsion des doigts lorsqu'un différentiel de pression est appliqué au joint. Cette torsion induit la modification du profil à l'interface coussin/rotor. La modification de ce profil est problématique : « *Deflection of the lift pad at 172 kPa changes the geometry of this specific non-contacting finger seal such that the features intended to create hydrodynamic lift cannot work. Specifically, the lift pad does not remain parallel to the rotor surface and deforms to a diverging flow path.* » (Proctor et al. [62])

Pour ce concept de la NASA, des rainures de Herringbone, montrées à la Figure 15, sont utilisées pour générer la pression hydrodynamique. La surface des coussins doit donc être parallèle au rotor pour que ces rainures aient l'effet escompté.

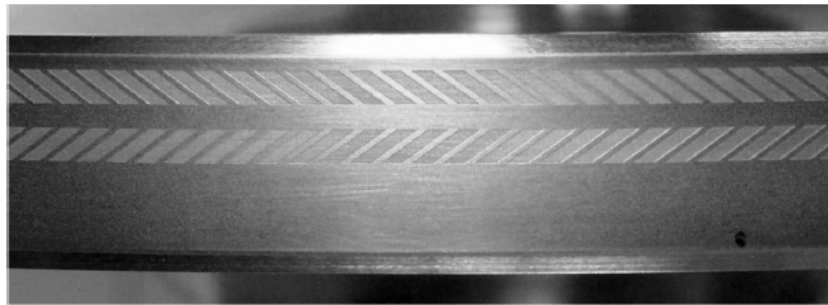


Figure 15 : Rainures d'Herringbone sur le rotor [58]

Des essais expérimentaux de ces joints montrent qu'avec un jeu radial initial de  $25\ \mu\text{m}$ , les coussins n'ont subi aucune trace d'usure suite après 25 min d'opération à 5000 rpm, à un différentiel de pression 241 kPa et à température ambiante [58].

Une autre façon de générer la pression hydrodynamique désirée consiste en l'utilisation d'un profil convergeant à interface coussin/rotor. Dans le cas où ce profil devient divergeant, aucune pression n'est générée et le joint risque d'entrer en contact avec le rotor.

L'expansion du rotor en opération a pour effet de modifier le profil initial de l'interface coussin/rotor. En raison de l'expansion thermique, la surface du rotor se déplace radialement vers l'extérieur, les doigts se replient donc sur eux-mêmes sous l'effet de la force de pression hydrodynamique. Se faisant, le profil à l'interface coussin/rotor peut toutefois devenir naturellement divergeant dans cette configuration, comme illustré dans la Figure 16.



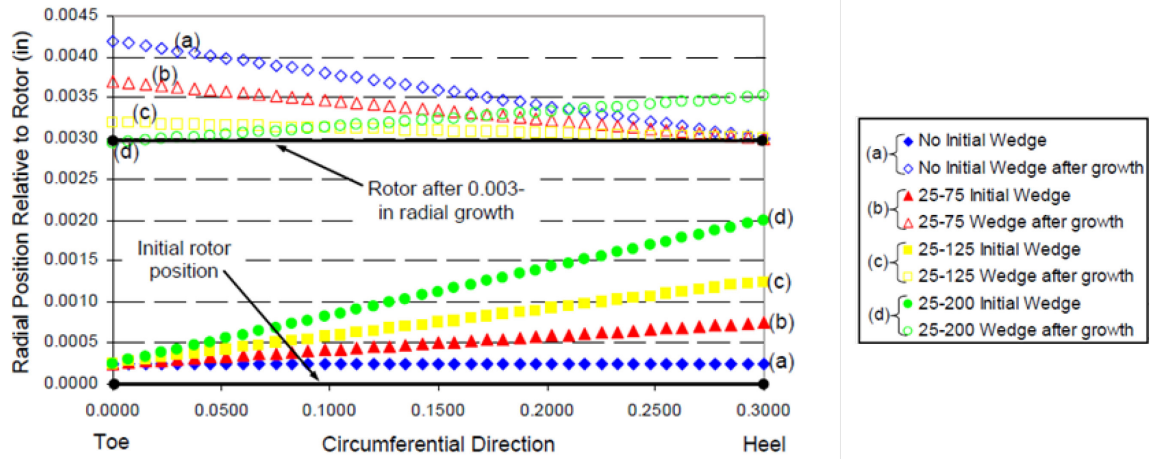


Figure 16 : Profil convergeant après le déplacement radial de 0.003 po du rotor [64]

Dans ce cas particulier, un profil convergeant initial de 0,002 po au niveau du bord d'attaque des coussins (*heel*) est nécessaire pour assurer un profil convergeant en tout temps, en considérant un déplacement radial du rotor en opération. Dans le cas où le coussin entre en contact avec le rotor et s'use, ce profil peut changer et donc engendrer de problème pour générer assez de pression hydrodynamique éventuellement.

Ce cas peut être observé lors de tests effectués par des chercheurs de l'Université d'Akron. Les joints testés sont fabriqués avec un profil initial convergeant pour les coussins. Les résultats des premiers essais, présentés à la Figure 17, montrent des traces d'usure au niveau du bord d'attaque des coussins (*heel area*). Avec l'expansion radiale du rotor, le profil est donc devenu divergeant et les coussins se sont usés, de la même manière qu'illustré à la Figure 17.

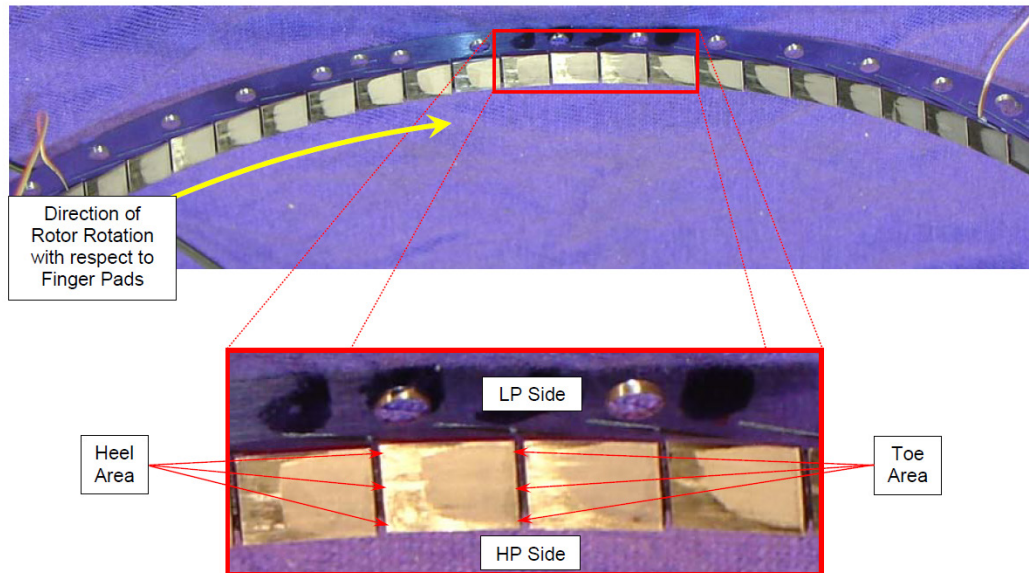


Figure 17 : Marque d'usure sur le joint suite à des essais non répertoriés [64]



Il pourrait être envisagé d'inverser le sens de rotation pour régler ce problème, mais ce n'est pas possible dans cette configuration. En effet, pour assurer l'intégrité mécanique en cas de contact avec le rotor, la force de friction induite par le contact doit engendrer un déplacement radial positif (vers l'extérieur) des doigts. Ainsi, le rotor doit tourner en suivant le sens des doigts, soit de la racine vers l'extrémité.

D'autres études présentent des essais réalisés avec différentes configurations de joints à doigts sans contact. Une géométrie testée utilise un profil convergeant dans la direction tangentielle et axiale (*double wedge*). Une autre utilise deux laminés ayant des coussins et qui s'agencent en s'alternant, pour éliminer l'espace libre entre les coussins (*double padded*) [63,65].

## 2.5 Rotation du piston ou de la chemise du moteur

Pour que les *finger seals* puissent représenter une solution viable pour les moteurs à piston, il est nécessaire de faire tourner le piston ou la chemise du moteur. Un piston tournant a été utilisé dans les moteurs Diesel Sulzer Z. Ils sont munis d'un mécanisme à cliquet breveté en 1937 permettant de faire tourner le piston, comme présenté à la Figure 18 [66].

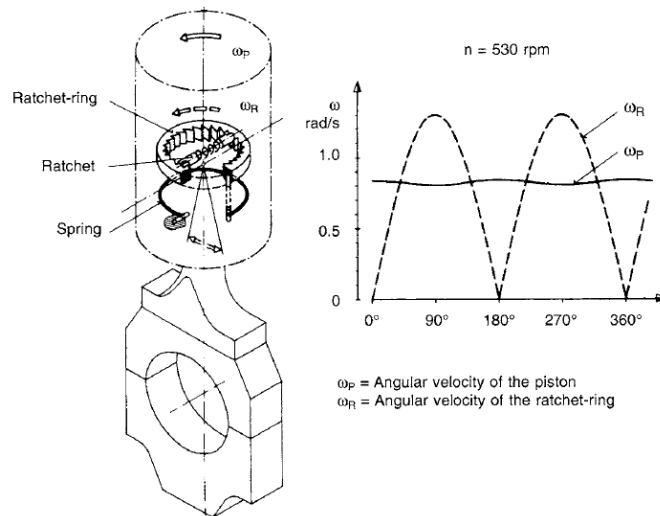


Figure 18 : Mécanisme de rotation des piston Sulzer [66]

La vitesse de rotation du piston est toutefois très basse, sous 1 rad/s à 530 rpm. La rotation du piston s'explique par plusieurs bénéfices comme une amélioration du scellement des segments, une amélioration de la lubrification, une symétrie des chargements thermiques et mécaniques, une réduction du jeu entre le piston et la chemise en opération et une réduction de la consommation d'huile du moteur [67].

Un moteur muni d'une chemise tournante a aussi été développé plus récemment [68]. Ce concept a pour objectif de réduire les pertes par friction d'un moteur, qui sont principalement dues aux segments. À TDC, les segments ne possèdent plus de vitesse relative avec la chemise

et se sont donc plus en régime hydrodynamique. Ainsi, en faisant tourner la chemise, l'objectif est d'assurer ce régime de lubrification en tout temps. Le mécanisme de réduction utilisé dans ce moteur, présenté à la Figure 19, fait tourner la chemise environ 3 fois moins vite que le vilebrequin, ce qui semble trop lent pour l'utilisation de *finger seals*.

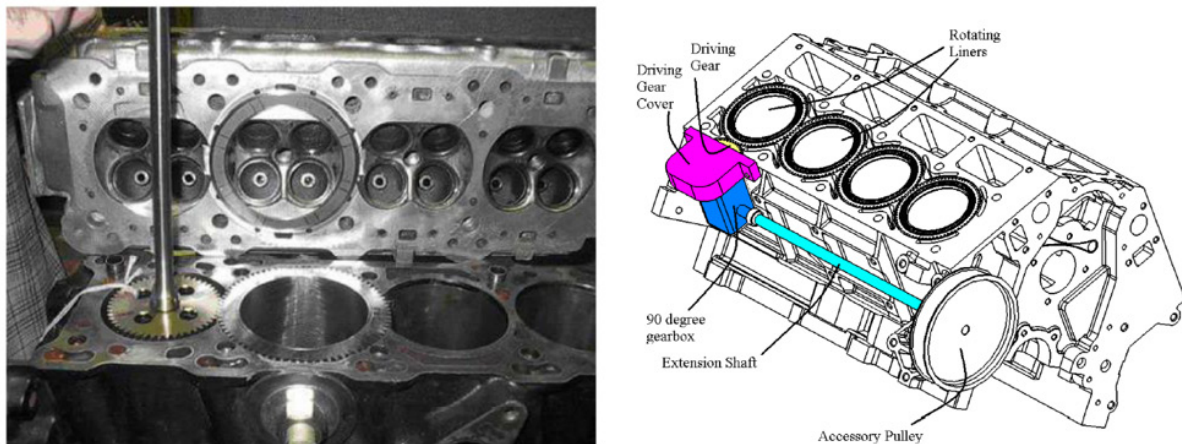


Figure 19 : Mécanisme de rotation de la chemise [68].

Les solutions permettant aujourd'hui de faire tourner la chemise ou le piston d'un moteur semblent donc limitées en vitesse, ce qui pourrait poser un problème pour l'implémentation d'un piston muni de *finger seals*. Toutefois, l'utilisation d'une architecture moteur différente d'une traditionnelle architecture bielle-manivelle pourrait palier à ce problème. Par exemple, une architecture à piston libre peut rendre la rotation du piston plus facile, dépendamment de l'application visée pour le moteur et de la vitesse de rotation requise pour le piston.

## 2.6 Résumé de l'état de l'art

En somme, une configuration conventionnelle de piston munie de segments et lubrifiée avec de l'huile ou un lubrifiant solide n'est pas envisageable pour sceller la chambre de combustion d'un moteur à piston sans refroidissement. Même les lubrifiants liquides les plus performants ne peuvent tolérer des températures de plus de 400 °C et les lubrifiants solides génèrent trop de frottement et s'usent rapidement.

La lubrification gazeuse ne permet pas de reprendre les chargements radiaux induits par l'architecture moteur bielle-manivelle. De plus, les concepts proposés jusqu'à maintenant ne scellent par efficacement la chambre de combustion, notamment puisqu'ils ne permettent pas aux pistons de se conformer aux déformations de la chemise en opération.

Pour utiliser l'air comme lubrifiant, puisqu'elle est 10 000 fois moins visqueuse que l'huile, il est avantageux d'augmenter la vitesse relative entre le piston et la chemise. Cela permet générer davantage de pression hydrodynamique à la circonférence du piston. Pour se faire, le piston pourrait tourner sur lui-même tout en effectuant son mouvement de translation, ce qui éviterait

de surcroît ses arrêts aux points morts haut et bas. Aucune méthode actuelle ne permet toutefois de faire tourner le piston dans une architecture moteur conventionnelle. Toutefois, en changeant d'architecture pour un moteur de type *free-piston*, il pourrait être envisageable de le faire.

Des joints pour des assemblages tournant à haute température existent pour les turbines à gaz. Les joints à doigts sans contact sont un type de joints découlant du développement des joints labyrinthe et à brosse. Grâce à une structure flexible, ils peuvent se conformer aux déplacements du rotor en opération. Un coussin permet d'obtenir une surface de contact élargie à l'interface entre le joint et le rotor. Ainsi, une force plus importante est produite par la pression hydrodynamique générée dans l'écoulement et empêche le contact entre le joint et le rotor.

La pression hydrodynamique générée est sensible au profil de l'interface coussin/rotor. La torsion du doigt ou l'usure des coussins peuvent modifier ce profil et donc avoir un impact sur la pression générée. Générer suffisamment de pression hydrodynamique grâce à un profil convergeant semble problématique pour ces joints, notamment en raison de leur sens de rotation. L'utilisation d'une surface texturée (comme les rainures d'Herringbone) peut aussi permettre de générer la pression requise. L'opération sans contact des joints à doigts a été validé expérimentalement mais pour des essais à température ambiante et pour un différentiel de pression peu élevé.



## CHAPITRE 3 PROBLÉMATIQUE

L'état de l'art a permis d'établir le fait qu'aucune solution ne permet présentement de sceller la chambre de combustion d'un moteur alternatif à piston sans refroidissement. L'huile impose une température maximale d'opération trop basse et doit être éliminée des zones chaudes du moteur. Les concepts de pistons sans huile développés jusqu'à maintenant ne permettent toutefois pas d'offrir une bonne capacité de scellement tout en limitant les pertes par friction et l'usure des pièces en mouvement. La principale cause des problèmes de scellement est la déformation thermique de la chemise en opération. Un concept de piston sans huile efficace devra s'ajuster à ces déformations et ainsi imposer une faible aire de passage pour les fuites.

Les joints à doigts sans contact, développés pour les turbomachines, permettent une flexibilité radiale tout en opérant avec un jeu radial similaire à celui nécessaire pour un piston. À la lumière de l'état de l'art actuel, les joints à doigts sans contact doivent opérer sans contact à un ratio de pression plus élevé pour être viable dans un moteur à piston. L'utilisation d'une géométrie inversée, où les doigts sont disposés sur la partie tournante, pourrait permettre de générer naturellement un profil convergeant à la surface des coussins avec le déplacement des doigts. En prenant avantage des efforts centrifuges et de la pression hydrostatique pour réaliser ce déplacement, il pourrait être possible d'opérer sans contact si la pression hydrodynamique générée est assez élevée. Si l'aire de passage des fuites dans ce cas est faible, alors un joint à doigts sans contact pourrait être envisager pour sceller un moteur à piston sans huile à haute température. La question de recherche découlant de cette problématique est donc :

*« Est-ce qu'un piston en rotation utilisant un concept similaire aux finger seals sans contact des turbines à gaz pourrait permettre de sceller la chambre de combustion d'un moteur à combustion interne à piston sans huile? »*

### 3.1 Objectifs

1. Adapter la géométrie des *finger seals* à un piston en rotation soumis à des efforts centrifuges.
2. Valider que la pression générée par l'écoulement d'air en périphérie du piston empêche le contact entre les pièces en mouvement et maintient un faible jeu.

### 3.2 Méthodologie

Pour répondre aux différents objectifs, une géométrie de *finger seals* sans contact est d'abord définie pour un piston. Cette géométrie diffère de celle utilisée pour les turbines à gaz puisque le joint est disposé sur la partie tournante, soit le piston. De cette manière, les doigts sont soumis à des efforts centrifuges ce qui pourrait leur permettre de se déplacer vers la chemise pour générer naturellement un profil convergeant.

Pour prédire les performances de ce joint, la géométrie est modélisée au moyen de sous-modèles physiques calculant la rigidité des doigts, la pression dans le film d'air à l'interface piston-chemise, la force centrifuge ainsi qu'une force de contact. En itérant sur la position du doigt soumis à ces différentes forces, la position d'équilibre finale est trouvée ce qui permet de valider la force générée par la pression hydrodynamique ainsi que le jeu radial final définissant l'aire de fuite anticipée. Des essais expérimentaux sont ensuite réalisés pour montrer la capacité du concept à opérer sans contact avec une géométrie simplifiée sans différentiel de pression

## CHAPITRE 4

## MODÉLISATION DES FINGER SEALS

### 4.1 Avant-propos

**Titre:** Non-Contacting Finger Seal Piston for Oil less Engines

**Auteurs et affiliation:**

Pascal Boudreau, étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

Mathieu Picard, professeur adjoint, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

**Date de publication :** 14 avril 2020

**État de l'acceptation :** version finale publiée

**Publication:** SAE Technical Paper

**Référence:** Boudreau, P. and Picard, M., "Non-Contacting Finger Seal Piston for Oil Less Engines," SAE Technical Paper 2020-01-1096, 2020, <https://doi.org/10.4271/2020-01-1096>.

**Titre en français :** Piston muni de *finger seal* sans contact pour moteur sans huile

**Contribution au document:**

Cette publication présente les résultats des travaux de recherche liés à l'adaptation du concept de *finger seals* sans contact à un piston ainsi qu'à sa modélisation. Un modèle fluide-structure basé sur la physique permet de prédire les performances du joint tant au niveau de son opération sans contact que de ces performances de scellement. Une analyse de sensibilité montre également l'influence des paramètres de conception les plus importants, soit le jeu radial initial, la rigidité des doigts et la masse des coussins, sur les performances du joint.

**Résumé français:**

Le désir accru de réduire les émissions de CO<sub>2</sub> et l'apparition de nouvelles technologies ont ravivé l'intérêt envers des configurations moteurs radicalement différentes tels que les moteurs adiabatiques ou à cycles divisés. Pour exploiter ces concepts à leur plein potentiel, leur chambre de combustion doit être scellé sans lubrifiant liquide. Pour se faire, une approche prometteuse qui a peu été exploré consiste à lubrifier l'interface piston-chemise avec des gaz. Cet article explore la possibilité d'utiliser des *finger seals* sans contact pour sceller la chambre de combustion de moteurs à piston. Les *finger seals*, constitué d'un coussin lubrifié à l'air situé à l'extrémité d'une poutre flexible, sont fixés à un piston rotatif qui utilise la force centrifuge pour

fermer le jeu piston/chemise. Un modèle fluide-structure basé sur la physique est développé pour prédire les déplacements des coussins et les performances de scellement du joint. Le modèle montre que le déplacement radial des coussins génère naturellement un profil convergent avec la chemise qui génère assez de pression hydrodynamique pour maintenir un jeu de l'ordre du micromètre empêchant le piston d'entrer en contact avec la chemise. Les résultats montrent aussi que l'aire de fuite résultante serait similaire à celle observée dans un moteur rotatif Wankel et que les pertes par friction seraient négligeables comparativement aux segments conventionnels. D'autre part, cette étude met en lumière des défis qui devront être relevés pour que l'application pratique des *finger seals* soit possible dans un moteur, comme la torsion des doigts, le comportement dynamique lorsque soumis à des distorsions de la chemise ainsi que les tolérances de fabrication requises pour assurer une opération sans contact.

## 4.2 Abstract

The current quest to reduce CO<sub>2</sub> emissions combined to new technologies has sparked an interest in revisiting radically different engine configuration concepts, such as adiabatic and split-cycle engines. To achieve the full potential of both concepts, the combustion chamber must be sealed without lubricating oil. A promising approach that has yet remained elusive, is to lubricate the piston-liner interface with gases. This paper explores the concept of using non-contacting finger seals to seal piston engines combustion chambers. The finger seals, made of a gas-lubricated pad at the end of a flexible beam, are fixed on a rotating piston that uses the centrifugal force to close the piston-liner gap. A physics-based fluid-structure model is developed to predict finger displacements and sealing performances. The model shows that the radial displacement of the fingers naturally creates a convergent profile with the liner that generates sufficient aerodynamic pressure to maintain a micrometer gap that prevents the piston to contact the liner. The results also show that the achievable leakage area would be similar to that of Wankel rotary engine and friction losses would be negligible compared to those of conventional piston rings. On the other hand, the study reveals challenges that will need to be addressed in order that finger seals be practical in engines, such as the finger torsion, dynamic behavior when exposed to bore distortion as well as the manufacturing tolerances required to ensure contact-free operation.

## 4.3 Introduction

Environmental and economic issues call for the development of more efficient engines with goals of reducing CO<sub>2</sub> emissions and operating costs. Nowadays, medium sized Diesel engines, needed for transportation or remote power generation, can reach up to 45% peak efficiency [1]. To reach significantly higher efficiencies, a portion of the heat, friction or combustion losses needs to be converted into work. Reducing heat losses could have a major impact but it calls for a radical paradigm shift in engine design [14,4]. This transition can be realized by using new



engine designs such as cycle compounding with waste heat recovery or a recuperated split cycle. Both of these advanced designs can lead to engine efficiencies as high as 55%-60% [3–7], by challenging our conventional idea of piston engines. These high-efficiency levels would not only lead to important CO<sub>2</sub> emission reduction using conventional fuels, but would also open the possibility of using alternative fuels such as hydrogen by replacing expensive fuel cells with cheap combustion engines for transportation and energy storage applications.

To allow for these advanced designs to be exploited, new materials and lubricants must be used. Less heat losses leads to higher wall temperatures and results in the deterioration of conventional lubricating oils. Sealing the combustion chamber at high temperature, while keeping friction and wear to a minimum, is therefore a major challenge.

A few different approaches have been explored in order to solve this lubrication problem. First, the use of new liquid lubricants with higher operating temperatures has been considered. However, even advanced synthetic oils have limited useful life when their temperature exceeds 300-400 °C [10]. Also, new additives that can bear high temperatures would need to be developed for these advanced oils in order to act as detergent, dispersants, antioxidants, etc. A study showed a lubricant sustaining a top ring reversal temperature as high as 410 °C [20]. However, liner cooling is still required and therefore limit the maximum potential efficiency gain of the engine.

Self-lubricating materials were also considered as alternatives that could be used to adapt the current piston design. Some advanced materials can withstand temperature as high as 900 °C, and could be used as coatings for the rings and liner. However, these materials cannot reach low friction coefficient and wear rate. Some tests showed friction coefficient 5 times greater than for piston rings riding a hydrodynamic oil film, which would not be acceptable for an engine [25]. Solid lubricants in the form as powders could also be considered but would probably need a medium to be routed to the piston-liner interface [10,23]. A good transport medium could be oil which however brings back the initial problem.

As adapting the current piston design to fit the new temperature requirement does not seem promising, completely modifying its design by exploiting gaseous lubrication might be a better option. A few attempts have been made in the past, either by using a simple cylindrical ceramic piston running dry in an engine or by exploring an aerostatic pressure generation at the piston liner interface [35,41]. These concepts showed significant flaws and were not successful. Tests of the cylindrical ceramic piston showed the presence of a squeeze film at the piston while friction losses decreased and the piston lubrication was deemed acceptable. However, with a 12.5 µm gap in operation, blow-by losses reached 10-15% at low speed. The aerostatic concept used segmented rings internally preloaded by aerostatic pressure. Tests showed that the segmented rings could not reach the necessary air film dimensions required for operation

because of the different moments which could not be balanced properly on the rings. These tests as well as other work on gaseous piston lubrication highlighted a few important lessons to successfully implement the sealing of the combustion chamber with a gas lubricated piston:

- the piston-liner clearance must be as small as possible;
- the piston must conform to the bore distortion;
- the radial loads must be eliminated.

Considering that air is about 10,000 times less viscous than oil, it cannot be used in the same way as lubrication fluids. In order to generate enough pressure at the piston-liner interface using air to avoid contact, the gap must be small and the relative speed between surfaces needs to be high, as per film lubrication theory. In order to achieve that, it is supposed that the piston could spin on itself while performing its natural alternative movement. It is difficult to envision this behavior with a traditional slider-crank engine architecture but it is assumed that it could be done in other configurations, such as a free piston architecture or advanced mechanisms. With the piston spinning on itself, high relative speeds could be achieved with the liner at all moment during the cycle, while with the traditional configuration the piston becomes at rest twice per cycle. Piston side loads also need to be eliminated in order to use finger seals. It is assumed not to be an issue if using a free piston architecture or linear bearings supporting these loads.

With that in mind, similarities with gas turbine sealing can be drawn and new seal concepts can be imagined for the piston. Non-contacting finger seals were developed for gas turbine purposes but offer some characteristics essential to a gas lubricated piston. Finger seals were designed to replace labyrinth and brush seals used to seal rotating shafts in gas turbines. In operation, gas turbine's shaft surface moves radially due to thermal expansion, centrifugal growth and vibrations [43]. This calls for some flexibility of the sealing system in order to conform to these displacements and ensure minimal leakage area. Therefore, finger seals were designed with an arrangement of two laminates which have a series of curved slots around their inner diameter that form flexible fingers. For one of these laminates, the fingers end is made of a wider portion referred to as the pad. These pads create a large interface between the seal and the rotating shaft. This area allows for aerodynamic pressure to be built in the air film at the shaft's surface. The pressure force acting on the pads needs to be high enough to deflect the fingers and avoid contact with the shaft. To build this pressure, the air film needs to be small hence ensuring a small leakage area [13,51–53,58,69].

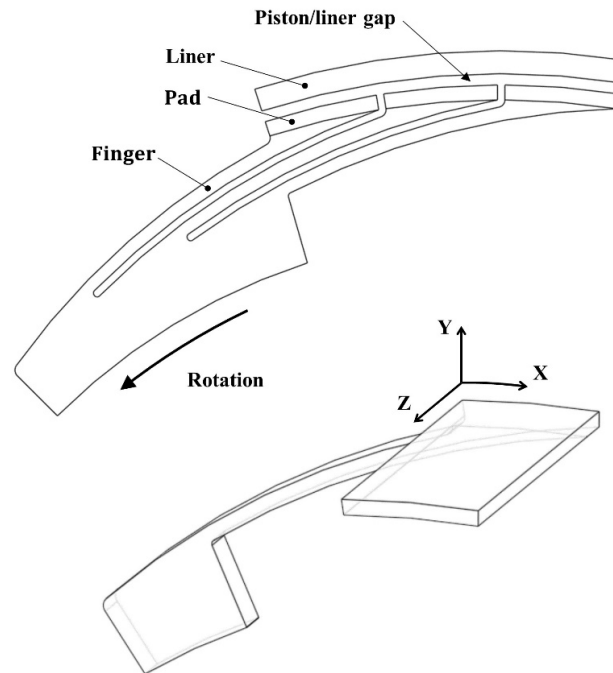
If adapted to a piston, finger seals could potentially seal the combustion chamber without contact, basically eliminating friction and wear while avoiding to be limited in temperature by the lubricant. However, major differences exist between the environment of finger seals in gas

turbines and that in an internal combustion engine. Mainly, the pressure to seal in an internal combustion engine is higher and it varies in time.

This paper presents a specific finger seal geometry adapted to a piston and aims to demonstrate through simulation that it can generate enough aerodynamic pressure to prevent contact with the liner while reducing the leakage area to an acceptable value. The finger seal configuration used for piston engines is first described and then modeled. The modeling of the seal is made of a structural curved beam model coupled with different sub-models used to generate the external forces acting on the finger. This model shows that, with a reasonable surface speed, it is possible to balance all the forces in play to result in contact-free operation while achieving a small leakage area that would ensure reasonable blowby. The model also shows a total leakage area similar to Wankel rotary engines when submitted to pressure levels of spark ignited engines.

#### 4.4 Finger Seal Piston Configuration

The finger seal configuration used was adapted from the initial gas turbine design. The changes made to the original configuration resulted in the design shown in Figure 20. The fingers are placed on the piston, while keeping a conventional circular liner. The liner is fixed and the piston is rotating around its axis. A direct conversion of the gas turbine configuration would imply using a circular piston rotating inside a flexible liner made of fingers. However, this configuration does not make sense in a piston engine since the crevice volume would be dramatically increased, hence having an important negative effect on engine's efficiency.



*Figure 20 : Axial view of the piston finger seal configuration with rotation direction (top) and three dimensional view of a finger with pressure building pad (bottom)*

By putting the fingers on the rotating piston, the main difference of this configuration with gas turbine finger seals is the addition of a centrifugal force acting on the pads. This centrifugal force will push the pads outward radially and be responsible for the reduction of the piston-liner gap in operation. Because of this displacement, considering the natural rotation direction of the piston, the air film at the pad creates a convergent profile with the liner, hence generating aerodynamic pressure. As the rotation speed increases, the fingers are pushed closer to the liner, the gap is further reduced and the pressure rises at the interface. An equilibrium state can then be reached when the centrifugal force is balanced by the finger stiffness and the pressure in the air film. The goal here is to reach an equilibrium with minimum the leakage area while avoiding contact. Ideally, the gap needs to stay minimal even with liner distortions and pressure change in the combustion chamber. The main parameters influencing the behavior of the seal were identified as the finger stiffness, the pad mass, the tangential speed reached by pad, the pressure ratio to seal and the initial piston-liner gap.

In order to ensure a small leakage area, the gaps between the different fingers are sealed with a second laminate which has flexible fingers but without oversized pads, as shown in Figure 21. The two laminates can be staked together and clocked in a way ensuring that the fingers of one laminate seal the slots of the other laminate. This design is used in gas turbine finger seals and is shown in various publications [13,51–53,58,69]. Tests also showed that matching the diameter of the two laminates is reducing leakage [13].

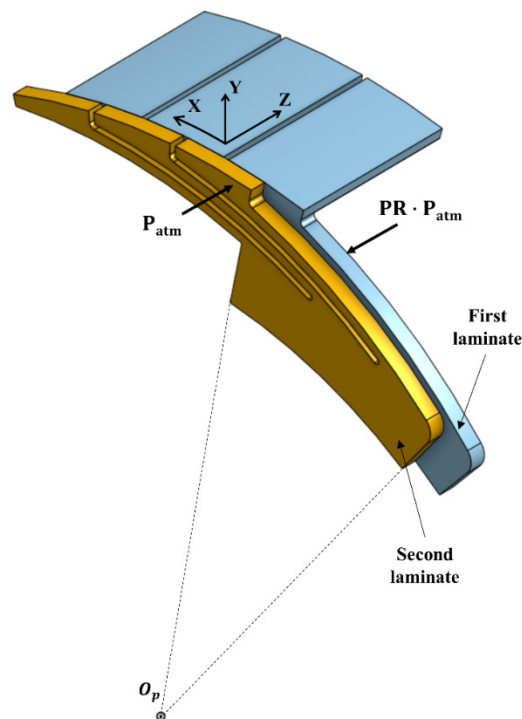


Figure 21 : Laminates arrangement allowing to seal the slots between fingers

## 4.5 Model Formulation

A physics-based numerical model was developed in order to evaluate the performance of finger seals in a piston engine. A deformable finger is modeled in order to find its equilibrium position for a certain geometry and set of operating parameters. Based on the finger position, the pad-liner gap is found and used to compute the leakage area associated with a simulation by considering to the total number of pads on the piston. The magnitude of the contact force needed to balance the finger position compared to the other forces will determine if contact free operation is achieved or not.

The finger is assumed to be attached at one end of the pad as displayed in Figure 20. With this configuration, the total portion of the pad is assumed to be in the high-pressure environment. This impacts the pressure boundary conditions on the pad as well as the pressure distribution acting on the backside of the pad. It is assumed that the high pressure is acting over the entire area of the backside of the pad, pushing it in the radial outward direction. The finger torsion is neglected resulting in a constant pad-liner gap in the  $z$  direction.

The finger was modeled as a flexible beam subject to a centrifugal force, an aerodynamic air film pressure as well as a contact force used to constrain the finger inside the physical limits of the liner. The finger is treated as a cantilever beam submitted to the different forces in play, as shown in Figure 22. The pressure force is computed assuming the liner moves with a velocity equal to the tangential velocity of the piston in operation. The model uses an iterative process in order to converge to a solution where all the external forces balance the internal rigidity of the finger. Each sub-model is further described in the following sections.

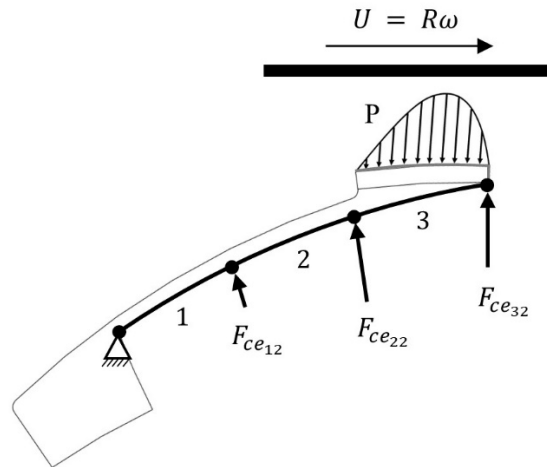


Figure 22 : Modeling representation of a finger discretized as three curved beam elements subject to the centrifugal and pressure forces

#### 4.5.1 Centrifugal Sub-Model

The centrifugal force is modeled by discretizing the finger in a substantial number of smaller elements, in order to achieve an accurate force distribution over the finger's length. The mass and the radius, with respect to the center of the piston  $O_p$ , were computed for each of these smaller elements giving the vectors  $M_n$  and  $R_n$ , respectively. With these values, the centrifugal force can easily be expressed in the piston frame of reference acting in the  $y_p$  direction. However, as shown in Figure 23, the finger's center of curvature  $O_f$  does not coincide with the center of the piston. Therefore, a dot product is used to express the centrifugal force as two distributed force vectors, one in the tangential direction  $x_f$ , and the other in the normal direction  $y_f$ :

$$\mathbf{F}_{ce} = M_n R_n \omega^2 \mathbf{n}_y^p \cdot [\mathbf{n}_x^f, \mathbf{n}_y^f]$$

where  $\omega$  is the rotation speed,  $\mathbf{n}_y^p$  is the unity vector in the  $y_p$  direction,  $\mathbf{n}_x^f$  is the unity vector in the  $x_f$  direction,  $\mathbf{n}_y^f$  is the unity vector in the  $y_f$  direction and  $F_{ce}$  is the centrifugal force expressed in the finger frame of reference. This dot product considers the slight variation of the angle between the two frames of reference on the finger's length. For the configuration discussed in this paper, the angle is about  $10^\circ$ .

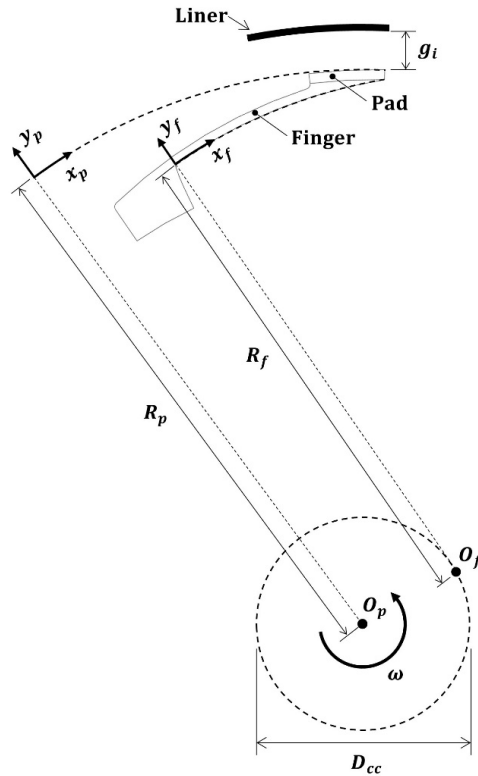


Figure 23 : Finger positioning inside the piston frame of reference

#### 4.5.2 Contact Sub-Model

The contact model uses a simplified Greenwood-Tripp relation [70]:

$$P_{contact} = \begin{cases} 0 & \text{for } \frac{h}{\sigma_p} \geq z \\ P_c \left( z - \frac{h}{\sigma_p} \right)^{K_c} & \text{for } \frac{h}{\sigma_p} < z \end{cases}$$

The  $z$  and  $K_c$  constants were set equal to 4.8 and 6.8 based on previous studies [71]. The standard plateau roughness deviation  $\sigma_p$  and the contact pressure  $P_c$  were set to 0.2  $\mu\text{m}$  and 1 kPa respectively. These values were set mainly for model convergence purpose and do not represent physical values.

#### 4.5.3 Pressure Sub-Model

The pressure force is computed by integrating the pressure distribution at the piston-liner interface over the pad's surface. This pressure distribution is found using a 2D finite difference model solving the Reynolds equation governing film lubrication. Hence, inertia forces are considered negligible in the air film. This assumption can be verified by using the analogy of the infinite flat plate since the width of the pad is significantly larger than the gap:

$$\text{Re}_L \left( \frac{H}{L} \right)^2 \ll 1$$

in which  $H$  is the piston-liner gap and  $L$  is the length of the pad while  $\text{Re}_L$  is the Reynolds number. This criteria was satisfied using the design values and a gap of under 10  $\mu\text{m}$ . For the corresponding  $\text{Re}_L$ ,  $H$  and  $L$  values, the criteria gives 0.04.

To solve the pressure distribution on the pad, the pad-liner interface is discretized using a 30 x 20 grid in the  $x$  and  $z$  directions, respectively. The fluid is considered a compressible perfect gas. Its density is assumed proportional to pressure while the air film is assumed to be isothermal. The pressure  $p$  is solved over the grid using an iterative process presented by Wang and Chang [72]:

$$\frac{\delta}{\delta x} \left( p h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\delta}{\delta y} \left( p h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U\mu \frac{\delta(ph)}{\delta x}$$

in which  $\mu$  is the fluid viscosity,  $U$  is the relative speed between the liner and the piston and  $h$  is the piston-liner gap which varies along the circumferential direction.

The pressure boundary conditions are firstly defined for the pad. These boundary conditions will depend on the pressure ratio as well as the position of the pad with respect to the sealing

plane, which is assumed to be the fingers plane. For the specific case discussed in this paper, the pad is assumed completely on the high-pressure side: one short side of the pad is assumed to be at atmospheric pressure while the other three are assumed at high pressure, as in Figure 24. The pressure drop on the width of the finger is assumed linear.

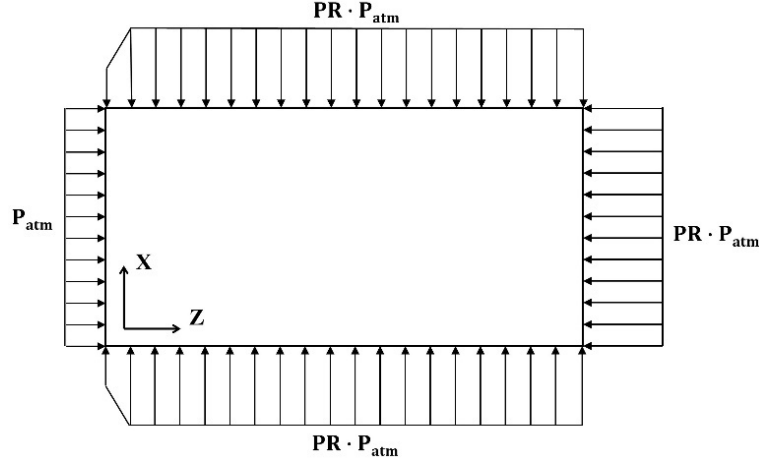


Figure 24 : Pressure boundary condition on the pad

#### 4.5.4 Solver

The general model structure shown in Figure 25 presents the different sub models used during simulation. It is split into two phases: the initialization and the solving process. The variables refer to geometrical dimensions, material properties and operating parameters as well as the rotation speed  $\omega$ , the centrifugal force  $F_{ce}$ , the pressure force  $F_p$ , the contact force  $F_{co}$ , rigidity matrix  $K$  and the inertia matrix  $M$ , the internal solver finger displacement  $X_q$  and the time step finger displacement  $X_t$ .

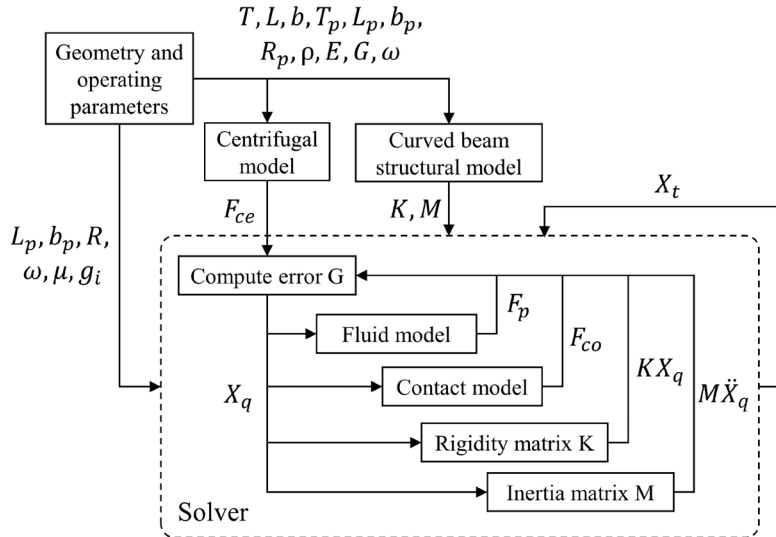


Figure 25 : Sub-models interactions during the solving process



In order to find a solution associated to a set of operating and geometrical parameters, the error at each node of the structural model is derived from Newton's second law of motion. An iterative Newton-Raphson solver is then used to find the  $X$  vector solution that gives the root of the error function  $G$ . This error is a function of the rigidity matrix  $K$  and the inertia matrix  $M$ , at each time step.

$$[G] = [F_{ext}] + [K][X] + [M][\ddot{X}]$$

The  $X$  vector represents the displacement of each node along the circumferential direction, the radial direction, the axial direction as well as the torsion angle of the finger in the frame of reference of the finger  $(x_f, y_f)$ . The  $\ddot{X}$  vector represents the finger acceleration and is only important for dynamic analysis. The  $F_{ext}$  vector is the sum of the different forces which are the centrifugal force  $F_{ce}$ , the pressure force  $F_p$  and the contact force  $F_{co}$ .

#### 4.5.5 Mass Distribution and Rigidity Validation

Two different methods were used to validate the rigidity matrix, the mass matrix as well as the finger mass distribution used to compute the centrifugal force. First, a rotation speed of 400 rad/s was set as an arbitrary validation load. The finger displacement under this load was computed with the model and then compared to the displacements gotten from an ANSYS 3D finite element analysis (FEA) simulation. The error between the end beam displacement gotten from each simulation was of less than 1%, which is deemed satisfactory. The total displacement comparison between the two models is showed in Figure 26.

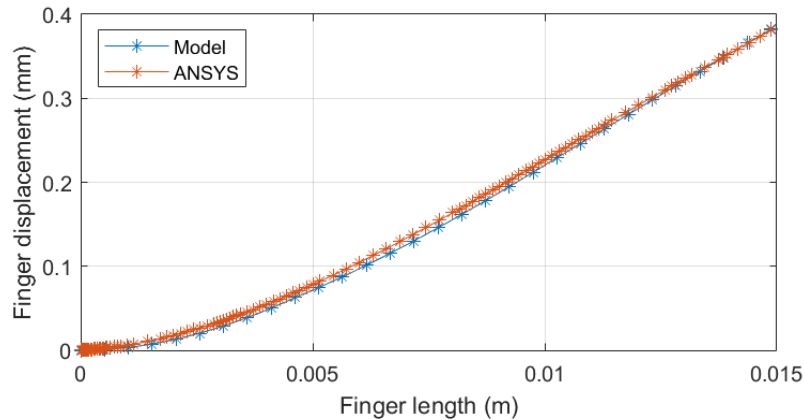


Figure 26 : Finger displacement comparison between the present model and an ANSYS simulation ( $\omega = 400$  rad/s)

Another method used to validate the inertia and rigidity of the finger was to analyze its time response when submitted to an excitation. A fast Fourier transform was used to compute the finger natural frequency. A 7% error was obtained when comparing the frequency values gotten from the model and from an ANSYS modal analysis.

#### 4.5.6 Pressure Model Validation

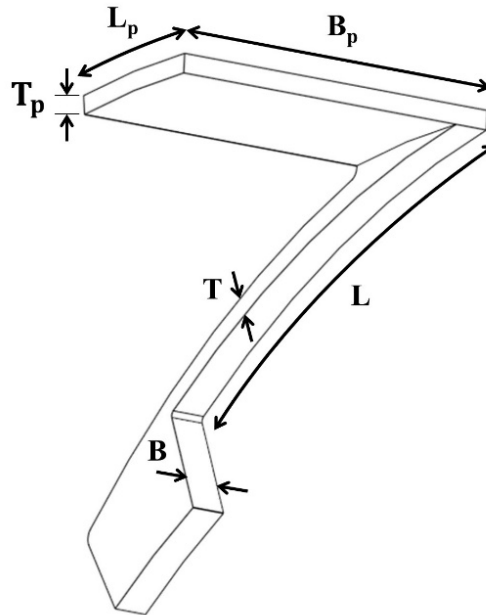
The pressure sub-model was validated using data from previous work done on finger seals. The pressure distribution in the air film was modeled using different techniques for a certain air film geometry while varying the circumferential speed. The results presented in Table 3 show good agreement between the current model with other models.

*Table 3 : Pressure model lifting force validation by comparing to other models found in the literature*

		<b>Lifting force (N)</b>			
<b>Method</b>	<b>Circumferential speed (m/s)</b>	<b>30</b>	<b>60</b>	<b>100</b>	<b>135</b>
	3D CFD (Braun [59])	0.7	1.3	1.9	2.4
	FEA 2D Reynolds (Temis [73])	0.8	1.3	1.9	2.4
	FDM 2D Reynolds (Kline [65])	0.8	1.3	1.9	2.4
	FDM 2D Reynolds (current work)	0.8	1.3	2.0	2.4
Error compared to Braun [59] (%)		0.6%	1.1%	2.2%	3.1%

#### 4.6 Results

A certain geometrical configuration of the finger seal piston was set as a baseline case for this study. The physical geometry used is presented in Figure 27 and all its dimensions and physical properties are in Table 4.



*Figure 27 : Finger seals geometry and dimensions*

Table 4 : Finger seal piston dimensions and physical properties

Finger length	$L$	14.9 mm
Finger width	$B$	1 mm
Finger thickness (mean)	$T$	0.56 mm
Finger radius	$R_f$	35 mm
Pad length	$L_p$	5 mm
Pad width	$B_p$	10 mm
Pad thickness	$T_p$	0.5 mm
Piston radius	$R_p$	34 mm
Number of pads	$n$	40
Young's modulus	$E$	193 GPa
Shear modulus	$G$	73.7 GPa
Density	$\rho$	7750 kg/m <sup>3</sup>
Initial gap	$g_i$	50 $\mu$ m

The geometry used was scaled down based on gas turbine finger seals dimensions found in literature. Some parameters such as the number of fingers, their length, the pad's thickness and width were chosen by experimenting with the model. With interest of performing preliminary cold test, the piston is assumed to be built in stainless steel because of its availability and its resistance to corrosion. The material mechanical properties used in the model are displayed in Table 4. The material used in gas turbine finger seals is Haynes-25 [51–53] or Haynes-188 alloys [13,58]. They were chosen because of their good formability, their high temperature properties and resistance to hot corrosive atmospheres [51].

With this specific geometry, a baseline simulation is run using speed and pressure ratio ramps. These ramps allow for better convergence of the model at each time step as well as the observation for the change in gap profile over these ramps. Results for this simulation are given in Figure 28. We can remark that the mean gap decreases monotonically with increasing speed and pressure. This can be explained by the fact that, as the centrifugal force increases, the pad is pushed closer to the liner which changes the gap profile and increases the rigidity force, as it can be seen in Figure 29. The minimum gap value shows that a minimum is reached at a tangential speed of approximately 20 m/s. With increasing speed, the centrifugal force increases and the pad is rotating with respect to its trailing edge therefore modifying the convergent air gap profile at the pad-liner interface and increasing the rigidity force, as shown in Figure 29. At some point, the convergent profile formed generates more than enough aerodynamic pressure to balance the centrifugal force. The minimum gap then even increases slightly. The contact interface shown in Figure 28 (e) indicates the position at which the contact force becomes important. In this case, no contact force was needed to balance to forces on the pad.

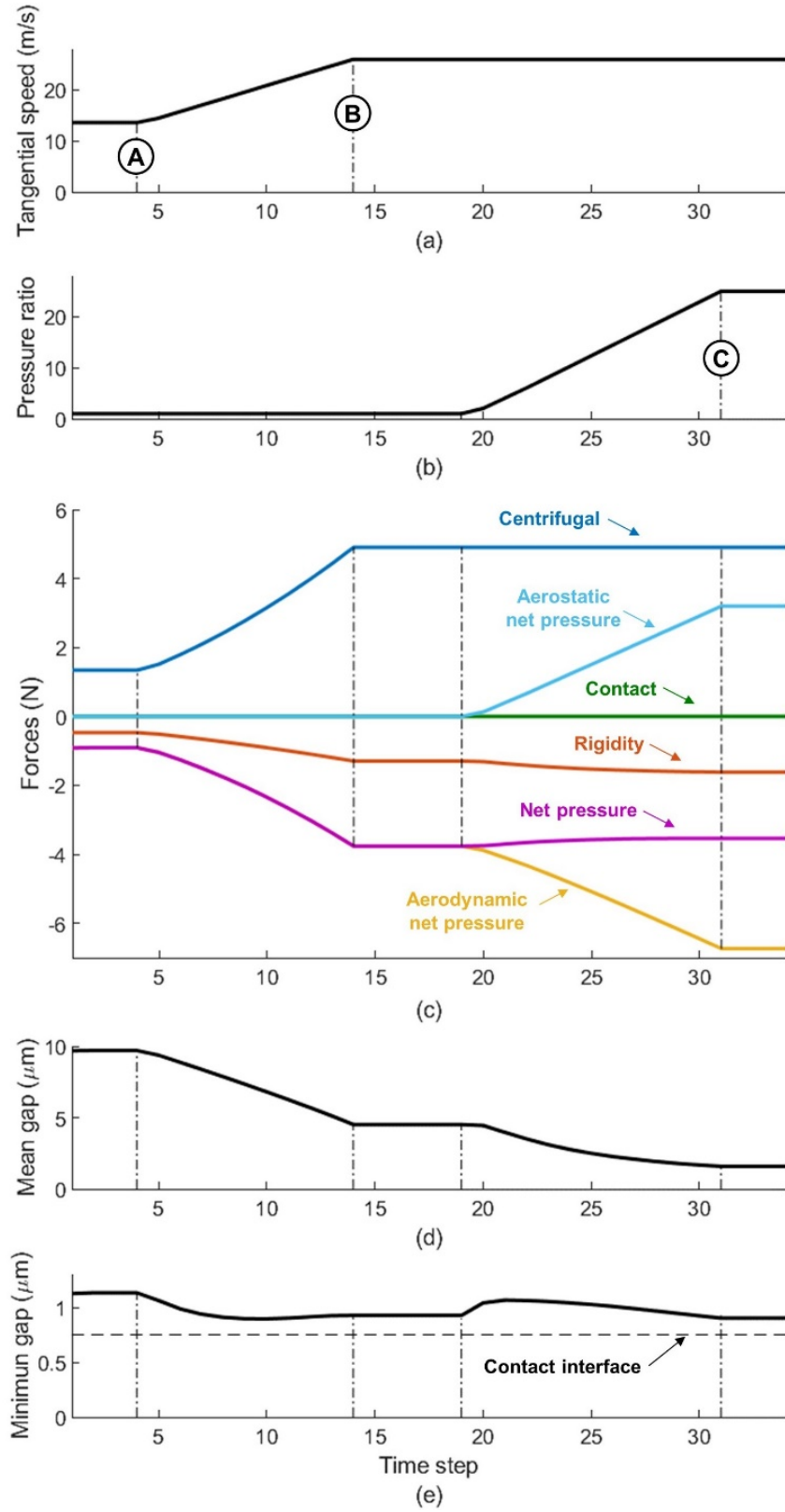


Figure 28 : Forces on the finger (c), mean pad-liner gap (d) and minimum pad-liner gap (e) for the baseline case simulation submitted to a speed ramp (a) and a pressure ratio ramp (b)

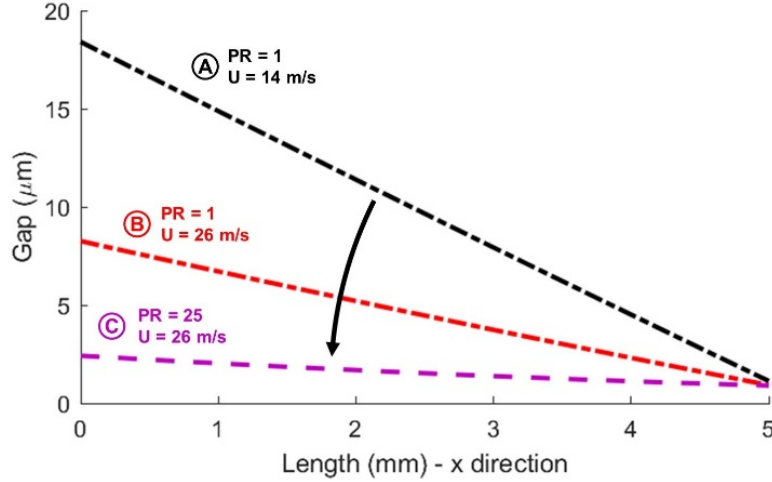


Figure 29 : Gap profile changing for operating conditions

This pad rotation around its trailing edge can also be observed while applying the pressure ratio ramp (Figure 29). This can be explained by the fact that the net aerostatic pressure pushes the pad towards the liner, in radial outward direction. This causes the pad-liner interface profile to change, increasing the aerodynamic pressure generated at the interface. The minimum gap starts by increasing, reaching a maximum around a pressure ratio of 5 and then decreases steadily.

The aerostatic net pressure force is displayed in Figure 28 (c). This force represents the difference between the static pressure on each side of the pad, which is equivalent to the total net pressure at rest. The boundary conditions around the pad have an important effect on the pressure distribution, already clear from Figure 24. The side of the pad at  $z = 0$  is assumed at atmospheric pressure, which results in the total static pressure acting at the pad-liner interface being less than the static pressure acting under the pad. The aerodynamic net pressure is the pressure governed by the Reynolds equation, taken with atmospheric pressure boundary conditions. Figure 28 (c) shows that with higher pressure ratio, more aerodynamic pressure is needed to balance the aerostatic net pressure force that acts in the same direction as centrifugal force. The added contribution of aerodynamic pressure is essential to balance the forces without contact since the rigidity force is limited by the maximum finger displacement. The total net pressure starts by decreasing with pressure ratio to eventually reach a plateau. This is explained by the fact that the pad continues its rotation, hence increasing the rigidity force, to eventually stop. At this point, the minimum gap starts decreasing almost linearly with pressure ratio.

The pad-liner gap found when the final values of speed and pressure ratio are reached is shown in Figure 30. A minimum gap of  $0.9 \mu\text{m}$  is found with a corresponding mean gap of  $1.6 \mu\text{m}$ . The minimum gap reached is significantly large compared to the plateau roughness of the liner surface. Using the right manufacturing process, a plateau roughness of  $0.1 \mu\text{m}$  or less is deemed achievable [74,75], and is supposed to have no effects on the aerodynamic pressure.

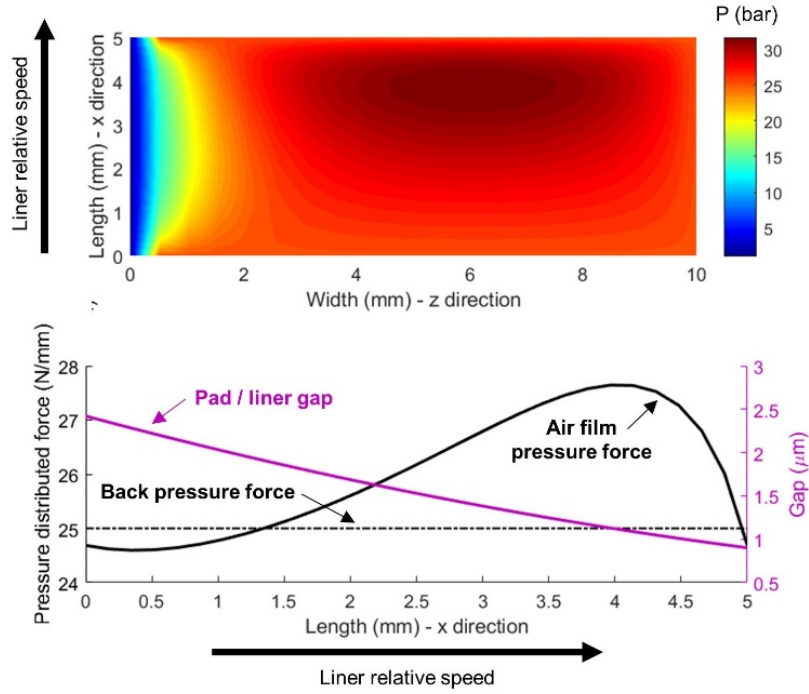


Figure 30 : Pressure distribution on the pad at a pression ratio of 25 bar and a tangential speed of 26 m/s (top) and pressure distributed force per unit of length in the circumferential direction (bottom)

For this particular gap profile, the corresponding pressure distribution found is also presented in Figure 30. The boundary condition at  $z = 0$  is set at atmospheric pressure and explains the low pressure on one end of the pad. A high-pressure zone is observable, where a maximum pressure of 32 bars is reached. The integration of the pressure distribution along the  $z$  axis gave the value of the distributed pressure force along the  $x$  axis. It is assumed that the high pressure is applied uniformly on the back side of the pad, which results in a back pressure distributed force of 25 N/mm. The pressure force used in the simulation is the net pressure force resulting in the difference of these two pressure distributions.

#### 4.6.1 Leakage and Friction Losses

Applying the mean gap value to the full circumference of the piston would result in a leakage area of around  $0.2 \text{ mm}^2$ , while leakage between the laminates is assumed to be null. However, the main source of leakage comes from the area between the pads that is left by the cutting process for the slots. Considering that electrical discharge machining (EDM) cutting width is around  $300 \text{ } \mu\text{m}$ , if the radial gap is kept at the initial gap value in these sections, the total leakage area of the slots would be of about  $0.6 \text{ mm}^2$ . A total leakage area of  $0.8 \text{ mm}^2$  is then obtained when neglecting all other sources of leakage. This is comparable to leakage area obtained in Wankel engines reaching similar peak pressures [76]. Therefore, it is assumed that satisfactory level of blow-by could be reached with this seal.

The friction losses are approximated by assuming a Couette flow at the piston-liner interface. The minimum gap value at a pressure ratio of 25 and a tangential speed of 26 m/s was generalized to the total piston side surface area. Hence, the shear stress at the piston surface was computed and the power losses attributed to the air friction found were around 15 W. The typical piston ring assembly represent about half of the total mechanical losses of an engine, which can range from 4% to 15% [77]. For a 100 kW engine, this means that the friction losses due to the piston are around 1 kW. In comparison, the losses computed for the finger seals are negligible.

#### 4.6.2 Sensitivity study

A sensitivity study is presented in order to better understand the limits of the design space and to assess the robustness of finger seals. The mass, rigidity and initial gap are varied to show their impact on non-contact operation and leakage area, using minimum gap and mean gap, respectively. The total mass of the finger is varied of  $\pm 25\%$ , which could be represented by change in pad's thickness. The finger's rigidity in flexion is varied by  $\pm 25\%$  by changing the finger's thickness. The initial gap is varied by  $\pm 20\%$ , which represents a change of 10  $\mu\text{m}$ . For this sensitivity study, only the pressure ratio ramp is discussed since the speed ramp is less relevant for the piston operation. Furthermore, the impact of the speed ramp can be well understood from Figure 28, where the leakage area decreases with speed and non-contact operation is not achieved over the total speed ramp.

Figure 31 shows that the effect of reducing the mass affects the mean gap in a similar way as increasing rigidity or initial gap. The mean gap is larger in those cases. The opposite effect is observed if the mass is increased or if the rigidity or initial gap are reduced. These trends can be explained by observing the force balance on the finger. If the mass is increased, the centrifugal force will increase proportionally. If the initial gap is increased, the displacement needed to reach a certain gap will increase, which in turn will increase the rigidity force from the finger. Using the same logic, if finger rigidity is increased, the rigidity force will increase proportionally for a certain displacement. In short, this results in changing the ratio between the rigidity force and the centrifugal force.

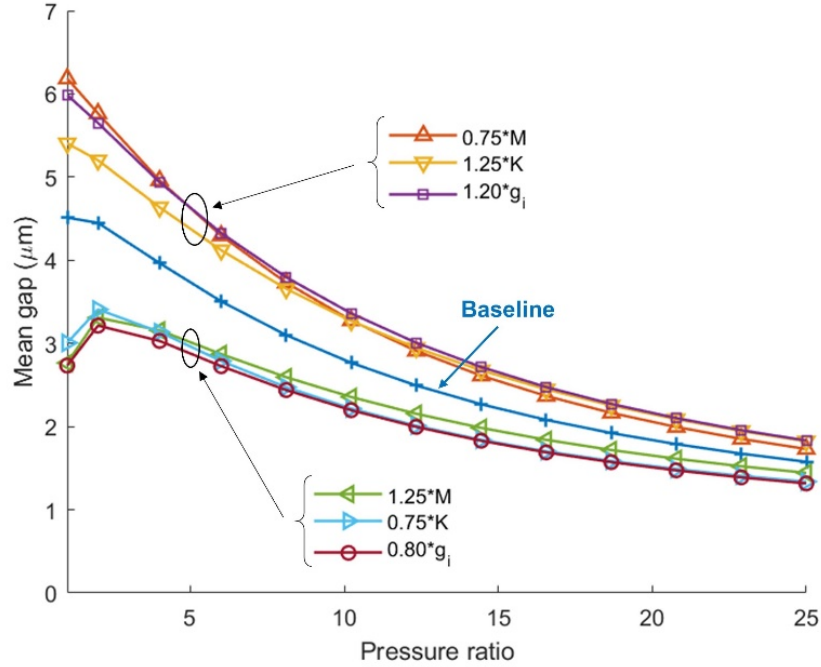


Figure 31 : Effect of the pressure ratio ramp on the mean gap values for different mass, rigidity and initial gap

It can also be observed that all the curves converge to the same mean gap value as pressure increases. At a pressure ratio of 25, the change in mean gap value is only of about  $\pm 0.25 \mu\text{m}$  which represent a  $\pm 16\%$  variation. At this point, the pressure forces mainly drive the position of the pad, as show in Figure 28 (c). Therefore, the mass and rigidity of the finger become less important in the force balance, which explains the convergence of the curves. It can also be observed that the mean gap slope is decreasing with pressure ratio, expressing the change in air film pressure rigidity. As the gap decreases, the air film becomes stiffer and a smaller displacement is needed to balance the aerostatic net pressure force.

The variation of the minimum gap with respect to pressure ratio is shown in Figure 32. It can be observed that the effect of changing the initial gap or finger rigidity is very similar on the minimum gap. This is explained by the fact that these two parameters have the same impact on the force balance. The other significant trend that appears is the convergence of the minimum gap value at high pressure ratios. This is explained by the importance of the aerostatic net pressure force that rises with the pressure ratio. At elevated pressure ratio, the pressure forces are predominant in the force balance and drive the position of the finger. At a pressure ratio of 25, the  $\pm 25\%$  change in rigidity force represents only a  $\pm 5\%$  change in the aerodynamic pressure needed to balance the centrifugal and aerostatic force. Therefore, the results show that the rigidity force effect is noticeable in the mean gap values but not the minimum gap, at high pressure ratios. When the pressure ratio increases, the effect of the change in rigidity fades out against the increase of aerodynamic pressure.



The effect of changing the mass on minimum gap with respect to pressure ratio is shown in Figure 33. The mass change results in a proportional change in centrifugal force which has a significant impact on the force balance. Hence, the aerodynamic pressure changes by  $\pm 18\%$  with a  $\pm 25\%$  increase in mass, for a pressure ratio of 25. The minimum gap reached for a heavier finger will be smaller than for a lighter finger. Even if the relative change in minimum gap is small, it results in an important change in aerodynamic pressure. This make sense as per the Reynolds equation since the aerodynamic pressure should change with the cubic value of the gap.

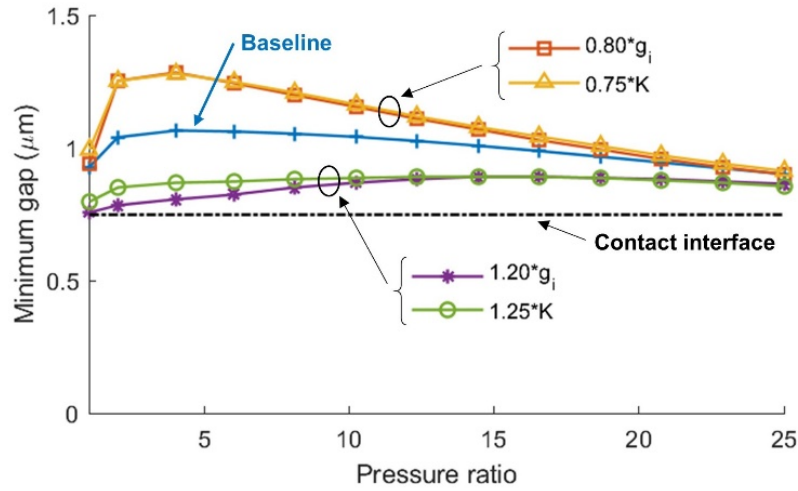


Figure 32 : Effect of the pressure ratio ramp on the mean pad-liner gap values for different initial gap and finger stiffness.

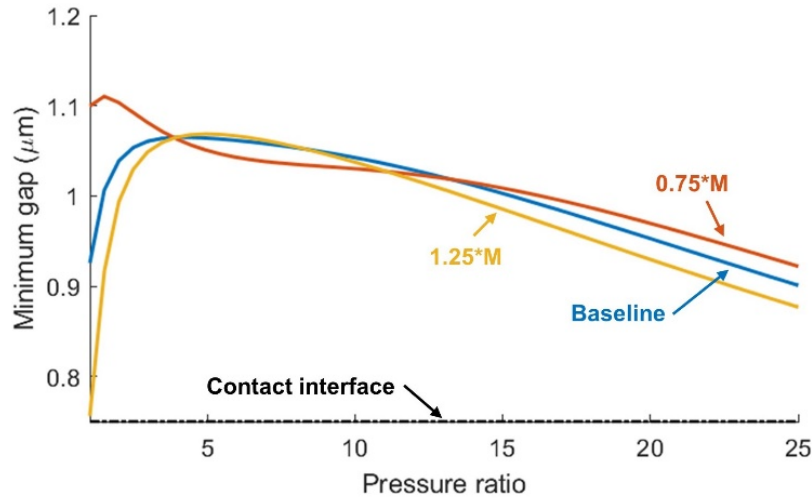


Figure 33 : Effect of the pressure ratio ramp on the mean pad-liner gap values for different finger mass

The curves also show that at some point, the minimum gap starts decreasing steadily with pressure ratio. This point indicates the moment when the pad stops rotating, hence resulting in an almost constant finger rigidity force.

## 4.7 Discussion: Learnings and Challenges

Results presented in the previous section give a lot of insights on the influence of the seal performance with respect to main design parameters. It shows that passing a certain pressure ratio value, the influence of mass and rigidity on the position of the finger fades out and is mainly driven by the pressure forces. The effects of small initial gap and finger rigidity changes are found to be equivalent. These two parameters could be tuned to ensure the performance of the seal while accommodating bigger initial gap or bore distortions. The finger structure could be modified in order to allow for the rotation of the pad while increasing the rigidity force contribution to the force balance. This could help ensuring non-contact operation while sealing higher pressures because of a larger contribution of the rigidity force to the force balance. In terms of mass, it should be high enough in order to keep a small mean value while still avoiding contact. It needs to be kept in mind that the contact value used in the model was not based on plateau roughness of the liner. It was set for convergence purposes. The contact could be reach significantly closer to the liner in practice.

Another significant assumption made for this study is to neglect the pad torsion despite having a significant impact on the performance of the seal. With the finger being attached at one end of the pad width, the centrifugal force and the pressure forces induce torsion moments on the finger. Also, the pressure center on the pad moves in the z direction as the pressure ratio increases mainly because of the atmospheric pressure condition at one end of the pad. This torsion moment issue can be influenced by changing the mass distribution in the z direction or by changing the torsion rigidity of the finger. The pressure ratio also induces a distributed load on the finger acting in the z direction that makes the finger bend. The finger acceleration due to the alternative movement of the piston also contribute to the flexion in that direction but is of significantly less importance. Therefore, the finger would also need to be rigidified in the z direction in order to limit displacements and allow durable operation. The other laminates which seal the slots between each finger can also rigidify the finger in that direction

The dynamic behavior of the seal when subjected to bore distortion is also a challenge. The mass and rigidity of the finger have to be chosen in order to ensure a reasonable natural frequency value in order to conform to distortions of 2<sup>nd</sup> order or higher. Also, the friction force induced between the different laminates when submitted to a pressure ratio can affect the dynamic behavior. This friction can artificially rigidify the finger and affect its motion. Hysteresis problems with gas turbine finger seals were often discussed in literature and was caused by this friction. A cavity balancing pressures on the laminates is used in certain gas turbine designs to reduce the hysteresis [13,53,58].

Furthermore, the non-contact operation was found to be sensitive to the pad flatness. The model showed that a slight curvature in the pad surface greatly influence the pad-liner interface profile and can hence induce contact. Non-contact operation was achieved for gas turbine finger seals with Herringbone grooves [58]. However, further experimental work needs to be done to validate non-contact operation for a piston configuration based on the current study. It is believed that non-contact operation can be achieved even with non-perfect manufactured surfaces for a piston configuration. Initial contact is likely to occur due to minor surface form errors but those are believed to eventually smooth out in operation. Other practical considerations such as effect of soot particles on performances should also be taken into consideration for these future studies.

The non-contacting piston finger seals show promise with its ability to generate aerodynamic pressure. The main advantage of this configuration is the pad-liner interface profile that naturally becomes convergent with radial outward displacement of the finger. With an optimization of the design, this could result in a viable solution for oil less piston sealing. However, experimental work is needed to validate simulation results and to acknowledge practical issues that will emerge from these tests.

#### 4.8 Summary & Conclusions

This paper presents a numerical assessment of non-contacting finger seals adapted to a piston as a potential solution for the sealing of a combustion chamber of advanced high efficiency engines. These seals are using air as lubricant therefore removing the wall temperature limit imposed by lubricating oil and allowing to reduce heat losses. The seal is scaled from a geometry developed for gas turbines. The leakage area and the non-contact operation was evaluated over a range of tangential speed and pressure ratio with a numerical structure-fluid finite element model. A sensitivity study also considered variations in initial gap, finger rigidity and mass on the performances of the seal. Results from this study lead to the following conclusions:

- A piston finger seals can generate enough aerodynamic pressure to reach non-contact operation over a pressure ratio range going from 1 to 25, with a surface speed of 26 m/s.
- The aerodynamic pressure needed at pressure ratio of 25 was achieved with a mean pad-liner gap of 1.6  $\mu\text{m}$ , which results in a total leakage area of 0.8  $\text{mm}^2$  while considering the open slot area between each pad.
- The results show applicability of finger seals use in piston engines. However, the design has to be optimized in order to solve challenges such as finger torsion, finger flexion in the z direction or the friction force between laminates.
- Experimental work is needed to validate non-contact operation and to better understand the impact of manufacturing errors on the seal performances.



Ce chapitre présente les différents essais expérimentaux réalisés durant ce projet de recherche. La géométrie et la fabrication du prototype testé sont d'abord couverts. Étant donné la complexité du prototype et l'ordre de grandeur du jeu en opération, une attention particulière doit être portée à la fabrication pour obtenir un état de surface optimal pour les coussins. Les résultats des principaux essais réalisés sont ensuite présentés. Des essais libres (sans chemise), des essais avec une chemise en acier et des essais avec une chemise en acrylique sont discutés. Les conclusions et les recommandations tirées de ces essais concluent cette section.

### 5.1 Géométrie et fabrication des prototypes

La géométrie et les dimensions des *finger seals* sont mises à l'échelle en se basant sur les dimensions des joints de turbines à gaz trouvées dans la littérature. Le diamètre de la chemise de test est fixé à 68 mm pour correspondre aux dimensions de petits moteurs à piston disponibles commercialement. Le prototype est muni de 40 doigts dont les dimensions sont présentées dans le Tableau 4, avec un rayon de courbure des doigts de 33 mm et une épaisseur de coussin de 0,65 mm. Comme montré à la Figure 34, les coussins sont centrés par rapport aux doigts pour ce prototype puisque l'objectif visé est de valider l'opération sans contact et qu'aucun différentiel de pression doit être scellé. Cette configuration élimine le moment de torsion sur le doigt dû à une répartition non symétrique de la masse du coussin par rapport au doigt.

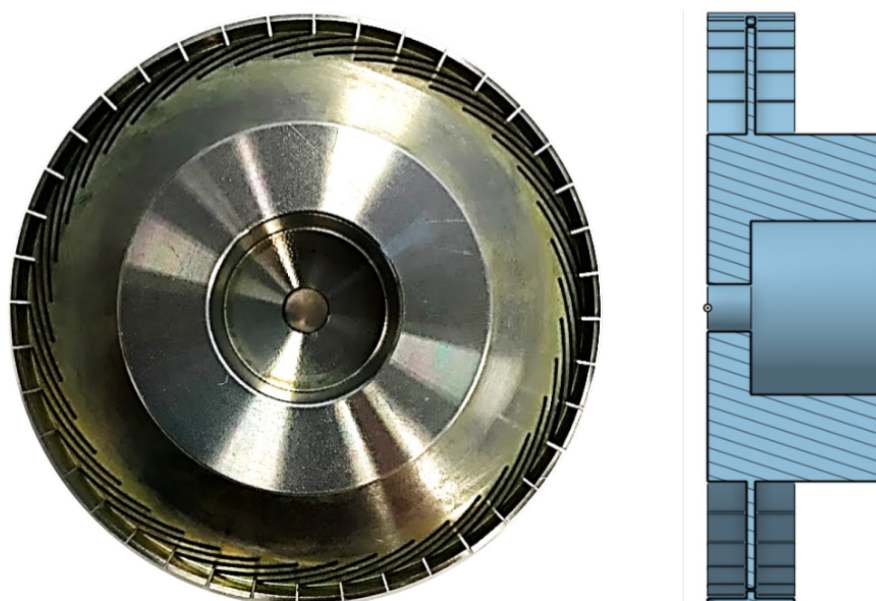


Figure 34 : Vue de dessus du prototype fabriqué (gauche) et vue en coupe d'un dessin 3D (droite)

La fabrication du prototype est faite en deux étapes, soit l'usinage du matériau brut par tournage, puis la découpe au fil des différentes fentes délimitant les doigts par électro érosion ou *wire*

*electrical discharge machining* (EDM). Ce procédé de découpe définit d'ailleurs l'épaisseur minimale des fentes entre les doigts, qui est d'environ  $330\ \mu\text{m}$ . Les prototypes sont fabriqués en acier inoxydable principalement en raison de sa résistance à la corrosion qui assure un bon fini de surface des coussins.

Le prototype a été fabriqué dans un atelier externe, et lors de sa réception, des défauts apparents sur la surface externe des coussins sont observés. Les coussins sont courbés et il y a une rainure à leur l'extrémité supérieure sur toute la circonférence, comme présenté à la Figure 35.

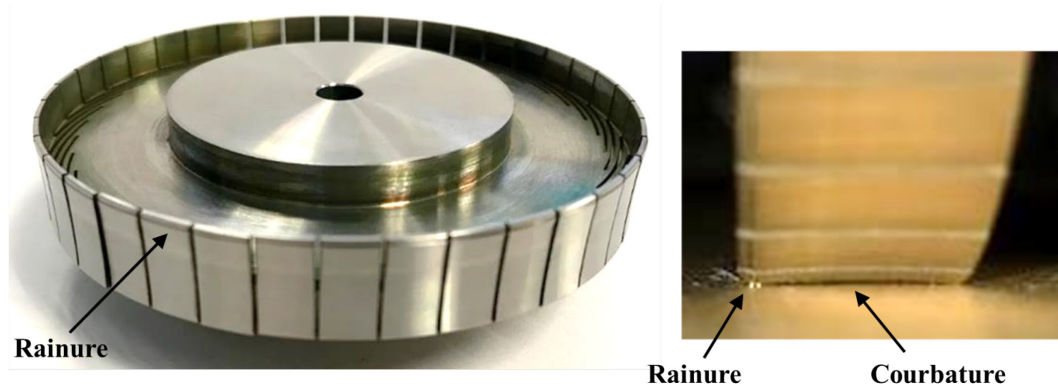


Figure 35 : Courbure des coussins du prototype fabriqué

Cette courbure a un effet néfaste sur la capacité de générer de la pression hydrodynamique à l'interface piston-chemise. La courbure a été mesurée à l'aide d'un capteur optique confocal, ce qui a permis de construire le profil 2D du coussin présenté à la Figure 36. Ce profil montre la rainure qui est d'une profondeur d'environ  $100\ \mu\text{m}$  alors que l'amplitude de la courbure est d'environ  $150\ \mu\text{m}$ . Pour mettre en relation l'importance de la courbure du coussin par rapport à son épaisseur, le reste du profil 2D a été estimé par une ligne pointillée rouge à la manière d'une vue en coupe.

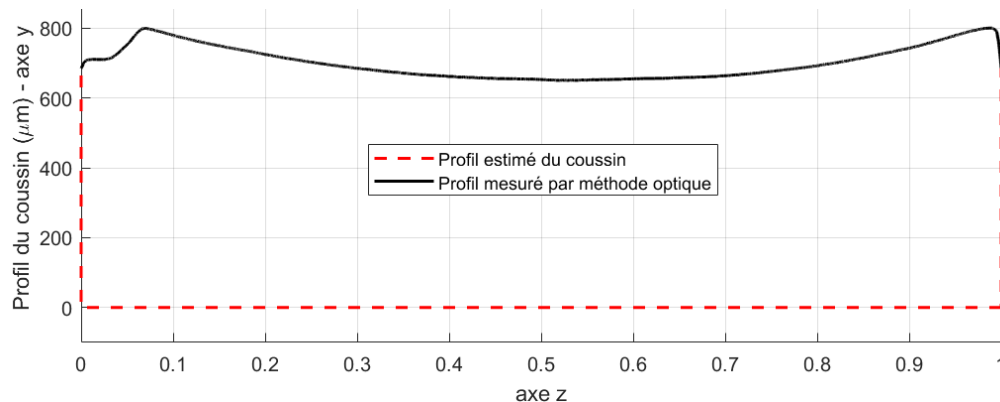


Figure 36 : Profil 2D d'un coussin (vue en coupe)

L'épaisseur moyenne des coussins mesurés avec un micromètre aux extrémités des coussins est de  $780\ \mu\text{m}$  alors que l'épaisseur nominale est de  $650\ \mu\text{m}$ . Cela semble indiquer que, lorsque la

surface externe des coussins a été usiné au tour, l'outil utilisé a déformé la pièce radialement lors de l'usinage. Cela a eu pour effet d'enlever moins de matière aux extrémités des coussins qu'au centre où la pièce est plus rigide, ce qui pourrait expliquer la courbature des coussins. Une méthode d'usinage induisant moins d'efforts radiaux comme le meulage serait donc à privilégier pour usiner la surface externe des coussins.

De plus, certains coussins sont décalés radialement, vers l'extérieur. Il est probable que le procédé de tournage ait induit de contraintes internes dans la pièce et que, lors du découpage des fentes, les doigts se soit relâcher. Il est toutefois difficile de mesurer adéquatement ce décalage étant donné que les méthodes de mesures classiques (micromètre) entraînent la flexion des doigts et donc influence la mesure. Il est aussi possible que le transport ou la manipulation du prototype puisse aussi avoir causé la déformation plastique des doigts et donc le décalage radial des coussins. La faible rigidité des doigts engendre également une difficulté à réusiner la surface des coussins une fois que les fentes sont découpées.

Comme la courbature des coussins est problématique, la surface externe des coussins a été rectifié par meulage. Pour se faire, le prototype a été coulé dans du bismuth, un métal ayant une basse température de fusion, pour rigidifier la pièce avant d'effectuer l'enlèvement de matière. Le résultat du profil meulé peut être observé à la Figure 37. La courbature concave est réduite mais une bosse d'environ 50  $\mu\text{m}$  est visible sur plusieurs coussins. Cette erreur est expliquée par l'outil utilisé pour meuler la surface qui n'aurait pas été bien rectifié et donc qui avait un profil légèrement angulé. Deux passes étaient nécessaires pour meuler la surface et la bosse correspond donc à l'intersection entre ces deux passes.

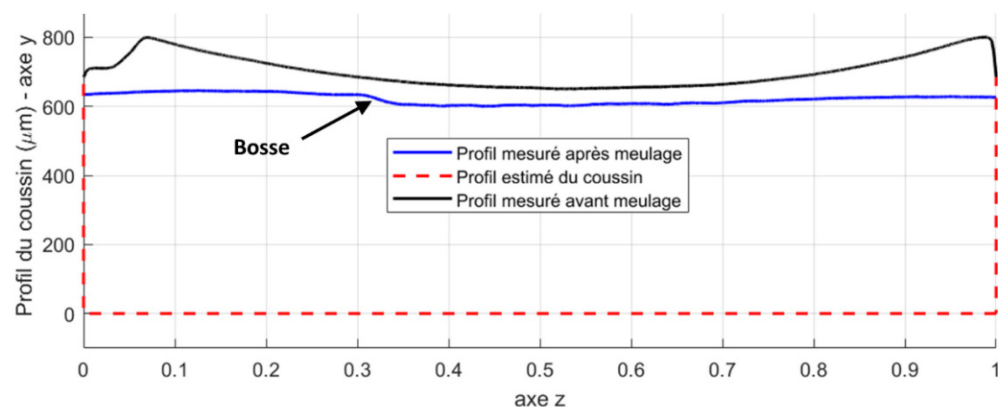


Figure 37 : Profil 2D d'un coussin après meulage (vue en coupe)

### 5.1.1 Effet de la courbature des coussins sur la pression

Des simulations ont permis de quantifier l'effet de la courbature des coussins sur la pression hydrodynamique générée pour mieux comprendre l'impact de cette erreur sur les tests à effectuer. Ces simulations sont réalisées avec le modèle de pression présentée à la section 4.5.3.

Une analyse comparative est réalisée en conservant fixe un certain profil convergeant x-y et en modifiant le profil y-z du coussin. Les paramètres fixes utilisés dans ces simulations sont présentés dans le Tableau 5. Les résultats du Tableau 6 montre qu'une courbature concave du coussin a pour effet de diminuer la force hydrodynamique de 37 % alors qu'une courbature convexe la diminue de 20 %. Cette différence est visible dans les distributions de pression associées à chaque cas. La réduction de la force est significative et augmente avec l'amplitude de courbature.

Tableau 5 : Conditions de simulation

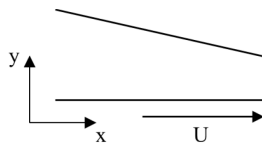



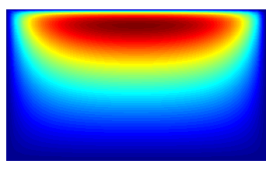
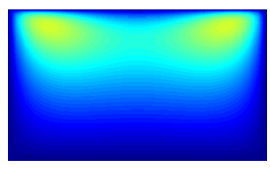
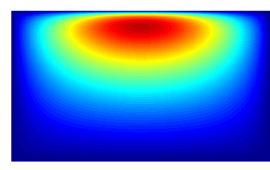
Profil x-y	
Jeu à $x = 0$	15 $\mu\text{m}$
Jeu à $x = L$	5 $\mu\text{m}$
Vitesse relative (U)	150 m/s
Amplitude de courbature	5 $\mu\text{m}$

Tableau 6 : Impact de la courbature des coussins sur la distribution de pression

	Sans courbature	Courbature concave	Courbature convexe
Profil du coussin			
Pression	 $\times 10^4$	 $\times 10^4$	 $\times 10^4$
Force	3,3 N	2,1 N	2,6 N

Comme l'amplitude de courbature du prototype mesuré après le meulage est significativement plus élevée que celle simulée, il est probable que la pression générée à l'interface ne soit pas suffisante pour équilibrer la force centrifuge et ainsi assurer l'opération sans contact lors des essais. En effet, en considérant une courbure de 50  $\mu\text{m}$  en simulation, la force générée par le film d'air devient alors presque nulle.



## 5.2 Essais expérimentaux

Trois types d'essais ont été effectués pour tenter de valider l'opération sans contact, soit des essais libres, des essais avec une chemise en acier et des essais avec une chemise en acrylique. Ces essais ont été réalisés sans différentiel de pression à sceller. L'objectif des essais libres est de mesurer, grâce à un capteur optique, le déplacement radial des coussins lorsque le prototype est soumis à une certaine vitesse de rotation.

Le banc d'essai utilisé est présenté à la Figure 38. Un arbre entraîne le prototype en rotation à l'intérieur d'une chemise en acier ou en acrylique. La chemise est libre de bouger et sa position est ajustée par rapport à l'arbre au moyen des quatre vis micrométriques. Un capteur optique confocal (Keyence CL-P015) est utilisé pour mesurer la position des coussins du prototype et permet donc de mesurer leur déplacement.

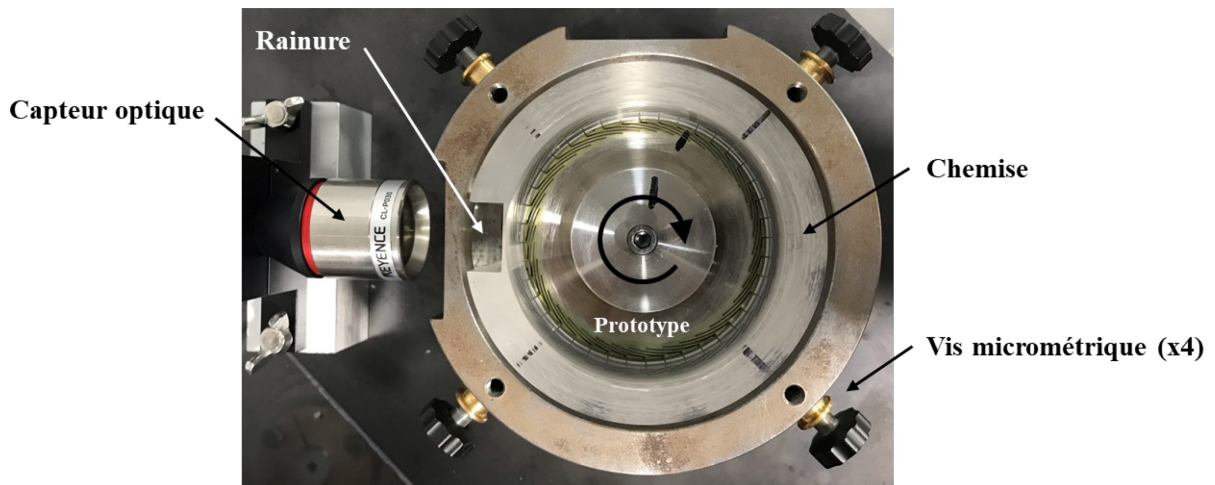


Figure 38 : Montage expérimental utilisé pour mesurer le déplacement des coussins

Le capteur décompose de la lumière blanche d'une DEL sur un certain spectre de longueurs d'onde qui focalisent à des distances différentes du capteur. Un spectromètre analyse ensuite la lumière reflétée par la cible. La position de la cible est déterminée selon l'intensité du spectre de la lumière captée. L'avantage de cette méthode de mesure est qu'elle permet de mesurer le déplacement des coussins également à travers une vitre translucide. Le capteur détecte la position des surfaces de la vitre puisqu'elles réfléchissent la lumière. Ainsi, pour une chemise translucide, il est possible de mesurer le jeu entre la chemise et le prototype sans influencer la pression générée à l'interface piston-chemise. Pour se faire, une rainure dans la chemise d'acrylique permet d'amincir la chemise pour qu'elle soit entièrement dans la plage de lecture du capteur, comme montré à la Figure 39.

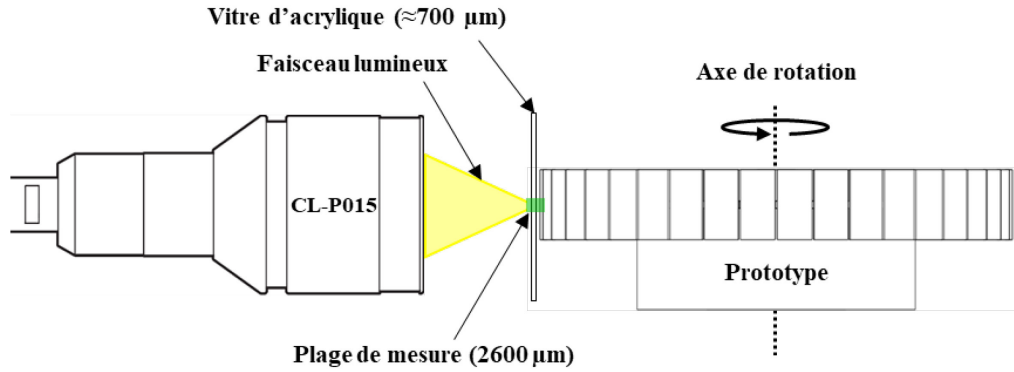


Figure 39 : Schéma du montage utilisé pour mesurer le déplacement des coussins

### 5.2.1 Essais libres

Les essais libres sont réalisés sans chemise et donc les coussins ne sont pas contraints radialement. Il est ainsi possible de valider les déplacements calculés par le modèle.

L'acquisition des données n'a pas pu être synchronisé avec un encodeur mais, puisque chaque coussin a une position radiale différente par rapport à son voisin, il est possible de séparer des groupes de données formant une rotation complète du prototype. Les résultats obtenus pour quatre vitesses de rotation différentes sont présentés à la Figure 40.

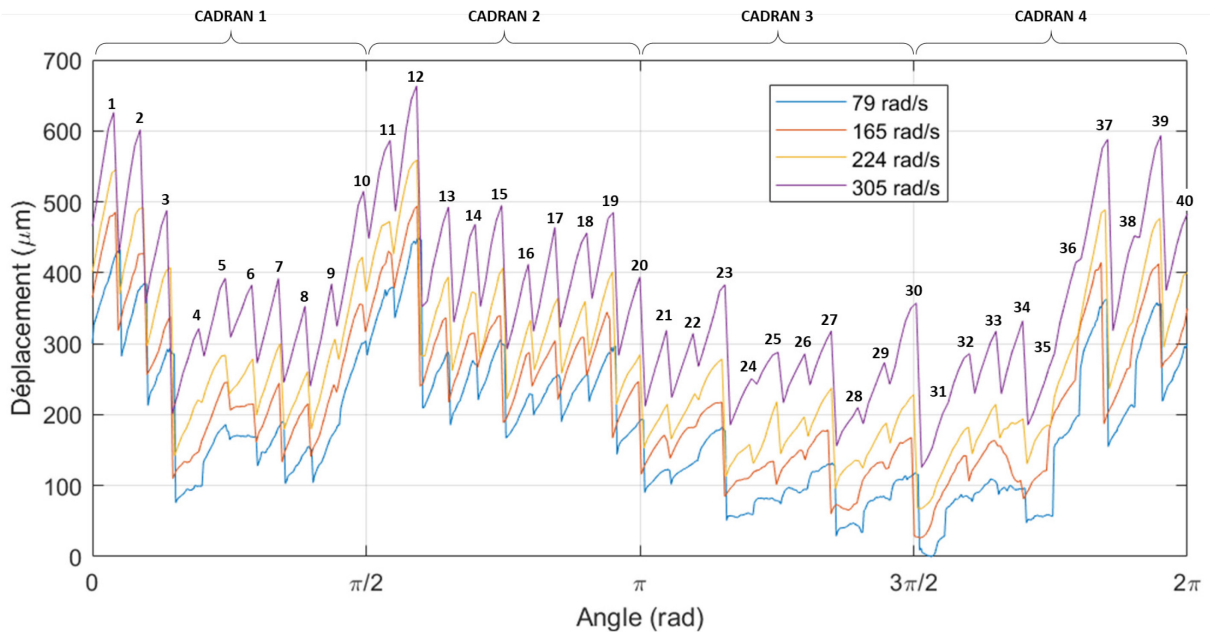


Figure 40 : Déplacement libre des coussins mesuré expérimentalement

La position des coussins est mesurée par rapport au capteur optique qui est fixe. Cette position est ensuite convertie en déplacement radial des coussins. Ces valeurs de déplacement n'ont pas de sens physique puisqu'elles sont relatives au plus petit déplacement mesuré.

Les mesures de déplacement libre montrent que, lorsque la vitesse de rotation augmente, les coussins sont davantage centrifugés et leur déplacement augmente. Ces données peuvent donc valider la précision du modèle structural et de masse en comparant le déplacement relatif de l'extrémité des coussins, d'une vitesse de rotation à l'autre. Seuls les coussins dont l'extrémité est facilement discernable ont été utilisés. La valeur de déplacement de l'extrémité de 15 coussins a été relevé depuis les données de la Figure 40. Dans le Tableau 7, la moyenne des déplacements relatifs est comparée au déplacement relatif calculé par le modèle.

*Tableau 7 : Comparaison des déplacements relatifs de l'extrémité du coussin*

Vitesse (rad/s)	79 à 165	165 à 224	224 à 305
Déplacement relatif mesuré en moyenne ( $\mu\text{m}$ )	52	59	93
Écart type du déplacement relatif mesuré ( $\mu\text{m}$ )	6	9	11
Déplacement relatif calculé ( $\mu\text{m}$ )	56	61	114
Erreur (%)	6,8	3,7	18,5

Les résultats montrent que le modèle représente bien la réalité puisque l'erreur de moins de 10% pour les deux premières valeurs. L'erreur de 18,5% pour le déplacement relatif passant de 224 rad/s à 305 rad/s peut être expliqué par le fait que l'extrémité des coussins est capturée avec moins de précision à haute vitesse. Puisque la fréquence d'acquisition est limitée à 10 kHz, le capteur ne lit que 5 points par coussins à 305 rad/s et donc chaque lecture représente une moyenne sur 1/5 du coussin. Il est donc probable qu'avec une meilleure résolution l'erreur soit diminuée.

L'analyse du déplacement relatif des coussins entre eux, pour une vitesse fixe, permet de quantifier le décalage radial des coussins, discuté plus haut. Ce décalage atteint jusqu'à 450  $\mu\text{m}$  entre les coussins 12 et 28. Cette différence influence le jeu radial initial entre les coussins et la chemise et va donc influencer la capacité de tous les coussins d'opérer sans contact.

Le jeu initial coussin/chemise est également influencé par l'erreur de battement de l'arbre utilisé pour faire tourner le prototype, l'erreur de concentricité entre l'arbre et la chemise ainsi que l'erreur de circularité de la chemise. Ces erreurs sont donc mesurées pour déterminer leur influence sur le jeu initial. L'erreur de battement est évaluée en mesurant le déplacement de l'arbre pour une certaine plage de vitesse de rotation. L'erreur mesurée correspond à un déplacement radial de 9  $\mu\text{m}$  à 79 rad/s et diminue avec la vitesse pour atteindre 4  $\mu\text{m}$  à 325 rad/s. Les erreurs de concentricité et de circularité sont mesurées en fixant un capteur capacitif à l'arbre et en mesurant la position radiale de la chemise par rapport au capteur sur toute sa circonférence. Les mesures prises pour deux chemises en acier sont présentées à la Figure 41.

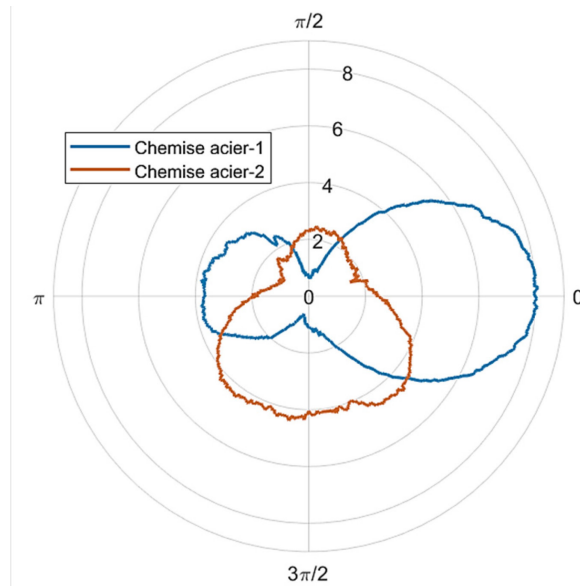


Figure 41 : Mesure de l'erreur de concentricité et de circularité des chemises ( $\mu\text{m}$ )

Ces mesures correspondent à une moyenne sur trois tours de la distance de la chemise par rapport au capteur. Les mesures présentées sont relatives à la distance minimale lu sur ces tours. Ainsi, on remarque que l'erreur maximale de la chemise acier-1 est d'environ  $8 \mu\text{m}$  alors que la chemise acier-2 a une erreur maximale d'environ  $3 \mu\text{m}$ . Les erreurs de battement, de concentricité et de circularité sont donc négligeables par rapport au décalage initial entre les coussins en ce qui concerne le jeu initial coussin/chemise.

### 5.2.2 Essais avec une chemise en acier

Les essais avec une chemise en acier ont permis de valider la progression du déplacement des coussins vers la chemise, comme décrit à la Figure 29. Puisqu'aucune mesure directe du déplacement des coussins ne peut être prise avec une chemise en acier, seule l'observation visuelle permet de tirer des conclusions.

La surface extérieure des coussins a été couverte de marqueur permanent noir pour pouvoir identifier facilement les zones de frottement. La vitesse de rotation a été progressivement augmentée de  $79 \text{ rad/s}$  à  $305 \text{ rad/s}$  avec une chemise dont le diamètre est d'environ  $67,8 \text{ mm}$  et qui est fabriqué en acier SS304. La Figure 42 présente des photos des quatre cadrans du prototype, montrant les traces de frottement sur les coussins.

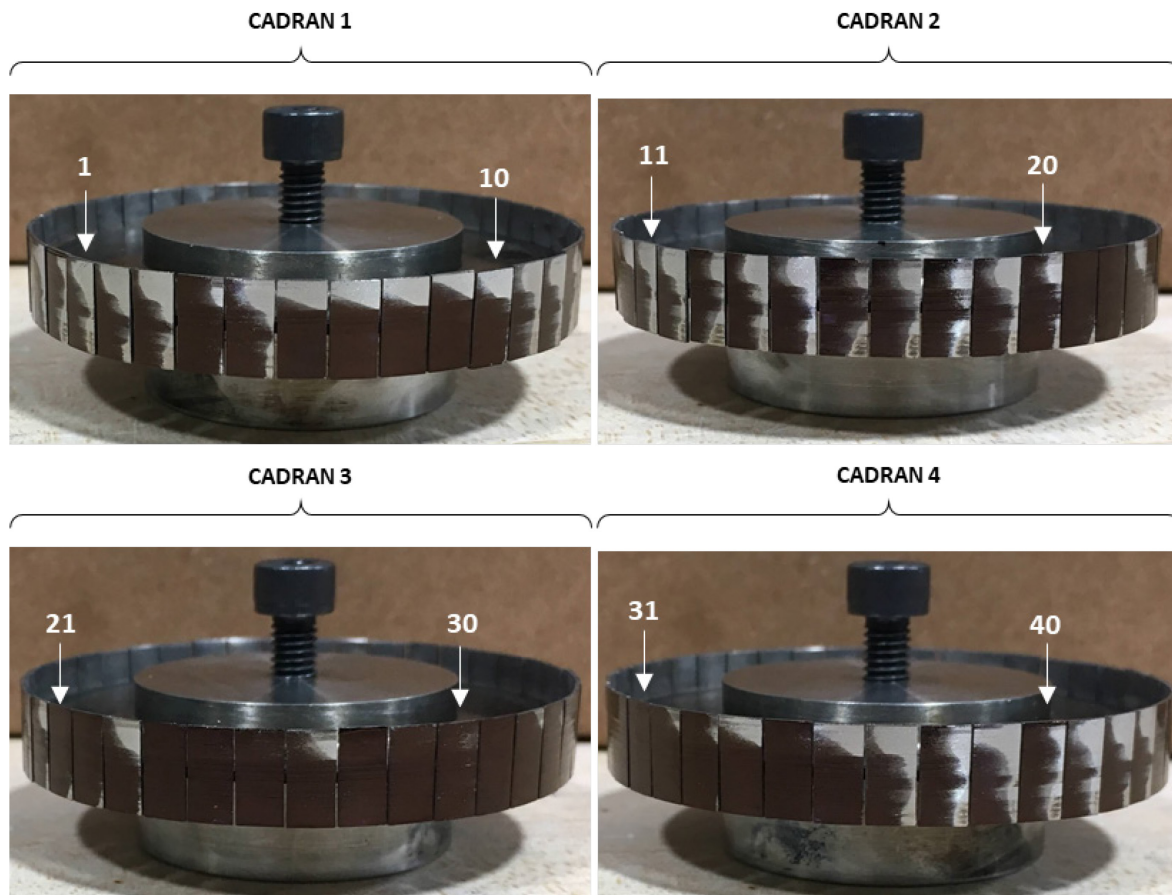
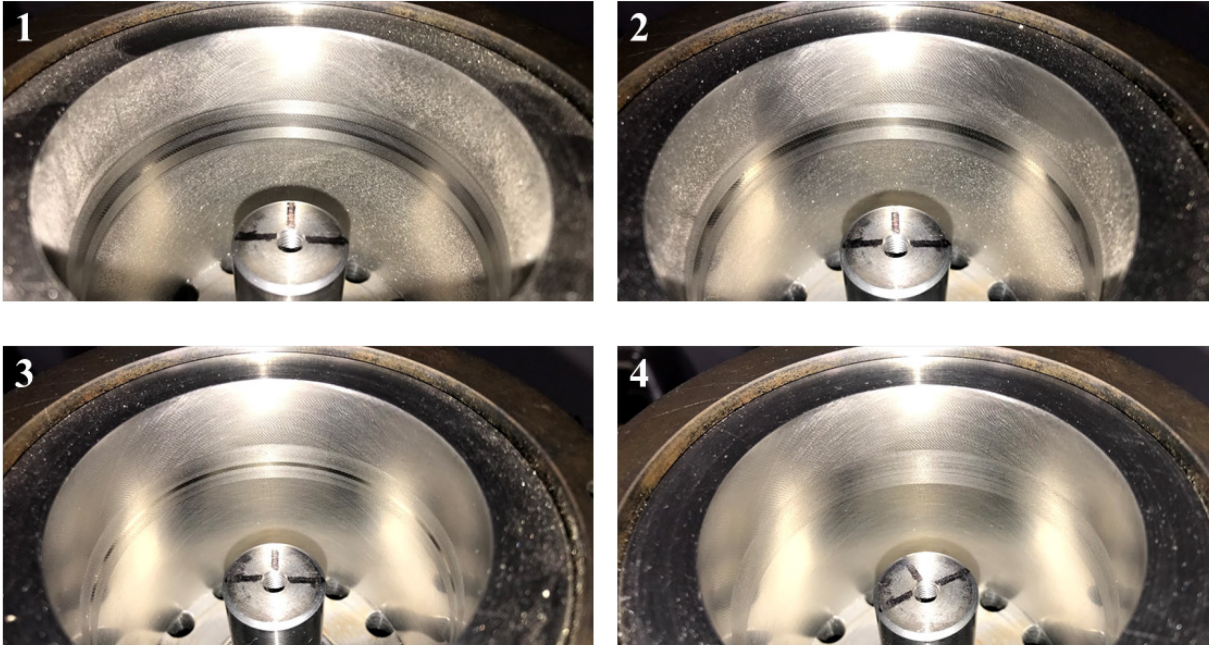


Figure 42 : Trace du frottement sur les coussins suite aux essais à 305 rad/s

Lors de l'assemblage du prototype sur l'arbre, certains coussins étaient déjà en contact avec la chemise et donc il était attendu d'observer des traces de frottement. De manière générale, les traces de frottement sont prononcées dans le haut des coussins, ce qui montre l'impact du profil du coussin ainsi que l'effet de la bosse observé à la Figure 37. Des coussins (24 à 26, 28, 29, 31) ne montrent pas de trace de frottement, ce qui indique qu'ils opèrent sans frottement. La même rampe de vitesse a été répétée à quatre reprises en indexant le prototype de 90° sur l'arbre, montrant chaque fois des résultats semblables lors des observations visuelles. La Figure 43 présente les traces de frottement sur la chemise entre chaque essai. De la poussière d'acier est visible sur les photos, ce qui montre également que les coussins et la chemise s'usaient. De plus, les traces de frottement sont accentuées aux extrémités des coussins alors que la chemise s'use moins rapidement vis-à-vis le centre des coussins. Ce motif de frottement est cohérent avec le profil mesuré, alors qu'il est encore concave même suite au meulage.





*Figure 43 : Traces de frottement sur la chemise acier-1 pour les quatre essais à 305 rad/s*

Les six coussins ne montrant pas de trace de frottement correspondent aux coussins les plus reculés radialement de la Figure 40. Comme les résultats de déplacement libre montrent que ces coussins n'ont probablement pas pu se déplacer assez pour entrer en contact avec la chemise, un autre essai a été effectué allant jusqu'à 375 rad/s. Pour ces essais, présentés à la Figure 44, l'ensemble des coussins montrent des traces de frottement. Cela confirme que les coussins restés intacts à 305 rad/s n'avaient simplement pas pu se déplacer assez pour entrer en contact avec la chemise à cette vitesse.

Les traces de frottement des coussins 24 à 26, 28, 29 et 31 à la Figure 44, montrent que l'extrémité (bord de fuite) des coussins entre d'abord en contact avec la chemise. De plus, lorsque les cadrans 2 et 3 de la Figure 44 sont comparés, on remarque que les traces de frottement des coussins 13, 14, 15 se prolongent sur presque toute la largeur (tangentielle) des coussins alors que celles des coussins 24, 25, 26 ne sont observables qu'à l'extrémité des coussins. Cela peut s'expliquer par la Figure 40, alors que le jeu initial de ces deux groupes de coussins sont différents d'environ 200  $\mu\text{m}$ . À 375 rad/s, ces deux groupes ont atteint un stade différent de leur progression vers la chemise, ce qui explique la différence entre les traces observées. Ces résultats valident donc la progression du déplacement des coussins vers la chemise, créant ainsi un profil naturellement convergent.

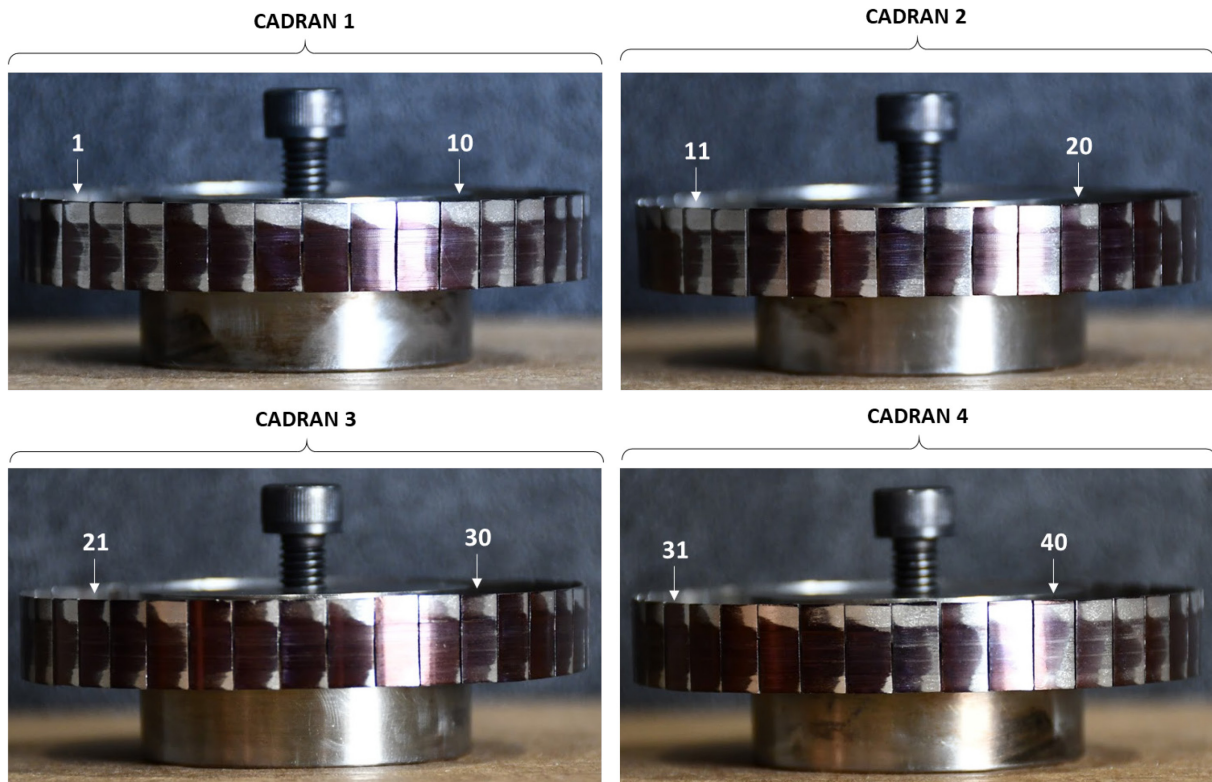


Figure 44 : Trace du frottement sur les coussins suite aux essais à 375 rad/s

### 5.2.3 Essais avec une chemise en acrylique

Les essais avec une chemise en acrylique avaient pour but de valider l'opération sans contact en mesurant le jeu entre les coussins et la chemise en opération. Il n'a toutefois pas été possible de valider ce régime d'opération, principalement à cause de la rectitude déficiente des coussins. Les essais ont donc principalement permis de valider la méthode expérimentale utilisant un capteur confocal pour lire le déplacement des coussins à travers une vitre et à valider le profil convergeant à l'interface coussin/chemise lorsque le contact est initié.

La mesure du jeu à l'interface coussin/chemise se fait en utilisant un capteur optique confocal permettant de mesurer le déplacement des coussins à travers une surface d'acrylique translucide. La chemise utilisée a un diamètre interne de 68,7 mm, soit 0,9 mm de plus que la chemise d'acier préalablement utilisée. Ainsi, l'objectif est d'observer spécifiquement le comportement des coussins les plus éloignés radialement du centre de rotation. Il est attendu qu'un grand nombre de coussins n'atteigne pas la surface interne de la chemise.

Il n'est d'ailleurs pas souhaitable que les coussins entrent en contact prolongé avec une chemise en acrylique. En effet, la chaleur générée par le frottement peut faire fondre l'acrylique en surface. Une chemise translucide faite d'un autre matériau (comme le verre ou le quartz) serait donc préférable pour les travaux futurs.

Pour réaliser la mesure du jeu coussin/chemise, le capteur utilisé doit détecter la lumière réfléchiée par la cible, soit un coussin, et par la 2<sup>e</sup> surface d'acrylique, soit la paroi interne de la vitre (ou de la chemise). Un contrôleur analyse les données et détermine la position des surfaces en identifiant la présence de pics lumineux, comme montré à la Figure 45.

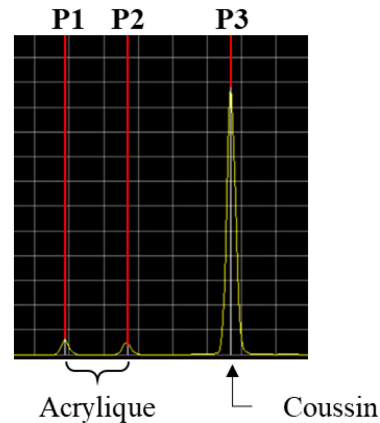


Figure 45 : Données du spectromètre identifiant les pics identifiant les surfaces

La position des différents pics (ou surfaces) correspond aux lignes rouges identifiées P1, P2 et P3 sur cette figure. Pourtant, l'intensité de la lumière recueillie s'étale de part et d'autre de cette ligne et donc les pics doivent être identifiés par les différents maximums locaux. Cela pose un problème lorsque le jeu entre P2 et P3, soit le jeu coussin/chemise, devient petit. Alors, le pic P2 se confond dans le pic P3 et l'analyse du spectromètre ne détecte plus qu'une seule surface, soit le coussin qui réfléchit davantage la lumière. Le jeu entre P2 et P3 ne peut donc plus être mesuré, puisqu'il n'existe plus de 3<sup>e</sup> pic. Le contrôleur indique alors une erreur.

Pour mesurer le jeu en tout temps, il est nécessaire de mesurer simultanément la distance entre les pics P1 et P2 et la distance entre les pics P2 et P3. De cette manière, lorsque les pics P2 et P3 se confondent pour former le 2<sup>e</sup> pic détectable, le jeu peut être mesuré en soustrayant la mesure de l'épaisseur de la vitre d'acrylique à la distance P2-P1. Pour illustrer le phénomène, la mesure de la distance P2-P1 pour un tour à 102 rad/s est présentée à la Figure 46 (a). Grâce au traitement des données, il est possible de mesurer le jeu coussin/chemise même lorsqu'il est de quelques microns et que la mesure de la distance P3-P2 sature dû à une erreur de lecture, comme présenté à la Figure 46 (b).



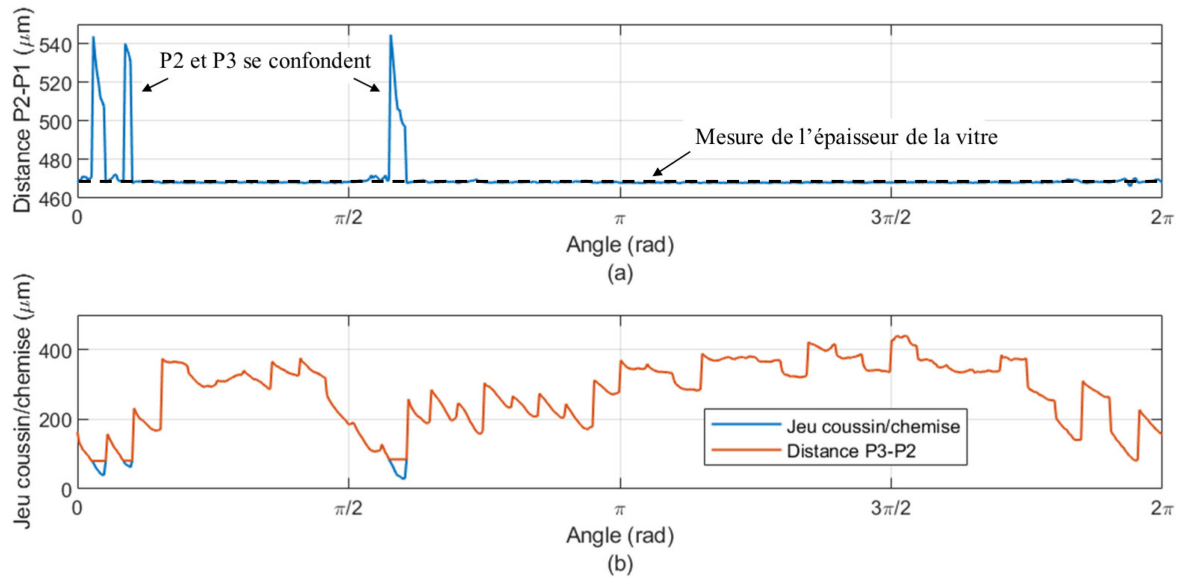


Figure 46 : Exemple du traitement des données du capteur optique

Du marqueur noir a été apposé sur la surface de la chemise en acrylique pour observer les traces de frottement entre chaque test. Le marqueur ne peut être mis directement sur la surface des coussins puisqu'ils ne reflètent alors pas assez la lumière et sont indétectables par le capteur optique. Six essais ont été réalisés en augmentant la vitesse de rotation d'environ 20 rad/s entre chaque essai. Suite à chaque essai, l'observation de la chemise permet de relever les traces de frottement. De plus, pour chaque tour, les jeux minimum et moyen sont trouvés. La moyenne ( $\bar{X}$ ) et l'écart type ( $S_x$ ) de ces valeurs permettent ensuite d'observer comment les coussins s'approchent de la chemise avec la vitesse. Le Tableau 8 présente l'ensemble de ces résultats.

Tableau 8 : Sommaire des résultats des essais avec une chemise en acrylique

No	Vitesse de rotation (rad/s)	Traces de frottement	$\bar{X}$ du jeu minimum* (μm)	$S_x$ du jeu minimum* (μm)	$\bar{X}$ du jeu moyen* (μm)	$S_x$ du jeu moyen* (μm)	Nombre de tours utilisés
1	102	-	24,9	7,5	276	0.2	52
2	124	-	6,1	1,4	266	0.9	91
3	144	Fines traces sur 90°	4,8	1,0	256	0.8	96
4	166	-	9,6	2,0	244	0.6	119
5	185	Fines traces sur 90°	5,6	1,0	233	0.7	132
6	205	Traces sur 360°	4,2	0,9	222	0.8	155

\* sur un tour

Des traces semblables de frottement sont observés aux essais 3 et 5. Ces traces sont visibles sur 90°, soit sur un quart de la chemise, à l'opposé de la rainure permettant de prendre la mesure.

Cela peut s'expliquer par la forme ovale de la chemise. En effet, le diamètre mesuré de la chemise est environ  $130\text{ }\mu\text{m}$  plus élevé dans l'axe de la rainure que dans l'axe perpendiculaire. Cela est expliqué par le fait que la chemise, moins rigide dû à la rainure, se soit déformée selon cet axe lors d'opérations de ponçage. De plus, les traces de frottement sont visibles vis-à-vis le haut et le bas des coussins, ce qui est encore une fois conséquence avec le profil concave des coussins. Cela peut aussi expliquer le fait que le jeu minimum mesuré est de plus de  $4\text{ }\mu\text{m}$ , même en cas de frottement, puisque la mesure du capteur optique est prise au centre des coussins.

La moyenne du jeu moyen sur un tour permet d'observer que le jeu coussin/chemise diminue lorsque la vitesse de rotation augmente. Pourtant, la moyenne du jeu minimum sur un tour diminue pour les trois premiers essais, augmente pour l'essai 4 et diminue finalement pour les derniers essais. Aucune trace de frottement n'est observée pour l'essai 4 alors que des traces de contact sont observées pour les essais 3 et 5. Il se pourrait donc que sous l'effet de la pression d'un film d'air, les coussins se soient soulevés lors de l'essai 4. Par contre, en observant la Figure 47 comparant le jeu mesuré pour les essais 1 et 6, cette hypothèse semble peu plausible.

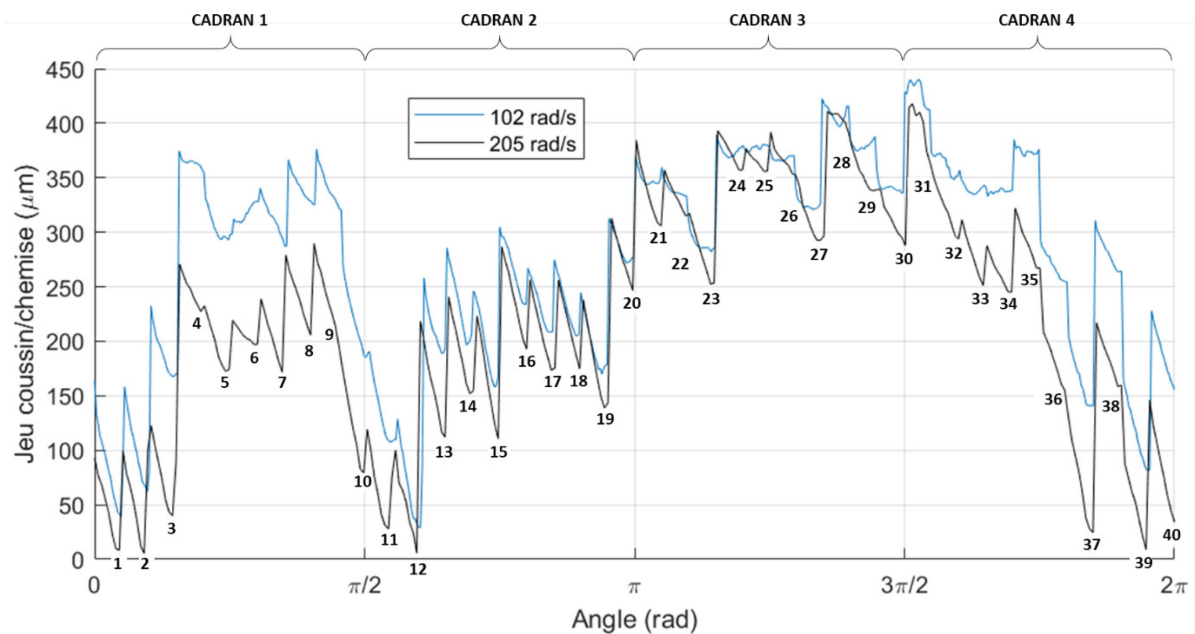


Figure 47 : Comparaison du jeu coussin/chemise pour les essais 1 et 6

La comparaison des jeu coussin/chemise montre que les coussins se rapprochent effectivement de la chemise en augmentant la vitesse de rotation. L'extrémité des coussins (bord de fuite) s'approche davantage de la chemise que son bord d'attaque, ce qui permet de valider le profil convergeant de l'interface coussin/chemise à l'amorce du contact. Toutefois, le profil de l'écoulement est convergeant mais avec un angle prononcé. Bien que le jeu minimum soit de quelques microns pour le plus rapproché de la chemise, son jeu moyen est de près de  $50\text{ }\mu\text{m}$ . Il ne s'agit donc pas des conditions dans lesquelles l'opération sans contact doit être validée. En

effet, le régime d'opération à valider est la présence d'un film d'air prévenant le contact lorsque le jeu coussin/chemise moyen est de quelques microns, assurant ainsi le scellement du joint. Ces résultats sont donc peu concluants pour la validation de l'opération sans contact du joint, dans le contexte d'un moteur.

### 5.3 Conclusions

Les essais réalisés dans le cadre de ce projet ont donc permis de montrer l'importance de la rectitude (*straightness*) du coussin sur l'opération sans contact ainsi que de valider la progression du déplacement des coussins vers la chemise pour former naturellement un profil convergeant.

Il est évident que la forme concave des coussins a nui aux essais. L'observation des traces d'usure, tant sur le prototype que les chemises utilisées, montrent que le frottement est concentré aux extrémités des coussins. Il est donc peu probable que l'écoulement à l'interface coussin/chemise ait pu générer suffisamment de pression pour assurer l'opération sans contact pour le prototype actuel.

À la lumière des résultats obtenus, en atteignant les tolérances requises et en utilisant une chemise plus dure que le piston, il semble probable que les défauts de surfaces restants puissent s'user en opération pour finalement d'atteindre un état de surface permettant l'opération sans contact. Des tolérances de l'ordre du micron pour la rectitude et de l'ordre du dixième de micron pour le fini de surface des coussins sont envisageables par meulage [78]. Ces tolérances devraient être suffisantes pour établir une preuve de concept.

### 5.4 Recommandations

Les essais effectués dans le cadre de ce projet ont également permis d'itérer sur la gamme de fabrication du prototype ainsi que sur la méthode expérimentale utilisée. À la lumière de ces itérations, certaines recommandations sont formulées ci-dessous :

Gamme de fabrication :

- Effectuer un recuit suite à l'opération de tournage pour détendre des contraintes internes.
- Meuler la surface externe des coussins avant la découpe pour assurer une surface droite et ayant un bon fini de surface.
- La tolérance pour la rectitude de la surface des coussins devrait être de l'ordre du micron.
- La tolérance pour le fini de la surface des coussins devrait être de l'ordre du dixième de micron, si aucun frottement avec la chemise n'est prévu.

#### Méthode expérimentale :

- Utiliser un matériau plus dur pour la chemise pour limiter son usure ce qui pourrait permettre d'éliminer certains défauts de surface des coussins en opération.
- Synchroniser les mesures du capteur confocal avec un encodeur.
- Prendre des mesures du jeu coussin/chemise à plusieurs endroits sur la largeur des coussins (selon l'axe z, se référer à la Figure 20).
- Réaliser des essais à plus haute vitesse avec la chemise translucide pour mesurer le changement de profil convergeant à l'interface coussin/chemise.

Ce travail présente la conception d'un nouveau type de joint pour les moteurs à combustion interne à piston qui permettrait d'éliminer l'huile des parties chaudes de ces moteurs. L'huile, qui est utile pour lubrifier l'interface piston/chemise, nécessite de refroidir le bloc moteur pour éviter que le lubrifiant ne se détériore. Le refroidissement puise toutefois une partie de l'énergie des gaz de combustion et la dissipe dans l'environnement. En réduisant ces pertes thermiques, davantage d'énergie est disponible pour être convertie en travail utile et donc l'efficacité du moteur pourrait augmenter. Pour ce faire, une innovation de rupture s'impose et nécessite de modifier l'architecture moteur traditionnelle. En effet, en conservant les pistons actuels, les méthodes de lubrification liquide ou solide ne permettent pas d'éliminer le refroidissement de la chemise. Un concept de lubrification gazeuse pourrait constituer une alternative permettant de résoudre cette problématique. Toutefois, pour qu'un tel concept voit le jour, le piston doit se conformer aux déformations de la chemise en opération pour conserver une faible aire de fuite tout en limitant les pertes par friction et l'usure des pièces. Les *finger seals* sans contact ont été développés pour les turbines à gaz et permettent de sceller un arbre en rotation à haute température. Ce type de joint n'a jamais été utilisé dans les moteurs à piston mais possède plusieurs caractéristiques qui en font une option à explorer.

Le présent projet de recherche a donc permis d'investiguer l'utilisation des *finger seals* pour sceller la chambre de combustion d'un moteur à piston sans huile. Pour ce faire, la géométrie des *finger seals* a d'abord été adaptée depuis la conception réalisée pour les turbines à gaz. Les *finger seals* pour moteur à piston sont disposées sur le piston, qui joue le rôle du rotor. Ainsi, l'architecture moteur devra permettre la rotation du piston sur son axe de translation, en plus d'éviter les efforts radiaux sur le piston. Conséquemment, les doigts sont soumis à la force centrifuge en opération.

Un modèle fluide-structure a été développé et a permis de calculer le déplacement des doigts selon leurs caractéristiques physiques et les conditions d'opération. Ce modèle calcule principalement la rigidité des doigts grâce à un sous-modèle d'éléments finis et la pression générée par le film d'air à l'interface entre le joint et la chemise. La distribution de pression dans l'écoulement est calculée en résolvant l'équation de Reynolds compressible en 2D par différences finies. Le modèle montre que le déplacement des doigts peut former naturellement un profil convergeant à l'interface piston/chemise. Ce profil permet à l'écoulement d'air à l'interface de générer assez de pression pour éviter le contact, dans certaines conditions. Dans ces conditions le jeu à l'interface est très faible et permet également de sceller la chambre de combustion grâce à une faible aire de fuite.

Il a été montré, pour une configuration donnée, que les joints peuvent opérer sans contact sur une plage de ratio de pression de 1 à 25 avec une vitesse tangentielle de 26 m/s. À un ratio de pression de 25, le joint maintient une aire de fuite de 0,8 mm<sup>2</sup>, ce qui est comparable aux moteurs rotatifs actuels et qui assurerait donc un scellement adéquat. L'optimisation du concept est toutefois nécessaire pour surmonter des défis au niveau de la torsion du doigt et de la friction entre les laminées. Ainsi, la modélisation des *finger seals* adapté à un piston a permis de remplir les deux objectifs principaux de ce projet de recherche.

Un prototype a aussi été fabriqué et testé dans le but de valider expérimentalement la capacité de ce concept à générer la pression hydrodynamique nécessaire pour opérer sans contact, tout en maintenant un faible jeu. La fabrication et le test d'un premier prototype ont permis d'identifier l'importance de l'état de surface des coussins, plus précisément au niveau de leur courbature. Les essais se sont déroulés sans différentiel de pression et les résultats ont montré que, lorsque soumis à la force centrifuge, les coussins créent un profil convergeant avec la chemise. En s'approchant de la chemise, l'extrémité correspondant au bord de fuite des coussins atteint d'abord la chemise. En augmentant la vitesse de rotation, le bord d'attaque du coussin s'approche ensuite de la chemise. Ce faisant, le profil de l'écoulement à l'interface piston/chemise est susceptible de générer assez de pression pour éviter le contact avec la chemise lorsque la vitesse tangentielle augmente. Cela valide une partie des résultats obtenus lors des simulations. Finalement, les différents essais réalisés dans le cadre de ce projet ont permis de raffiner la méthode expérimentale grâce à l'utilisation d'un capteur optique confocal qui mesure le jeu piston/chemise en opération. Cette mesure est prise à travers une chemise translucide, sans influencer le phénomène étudié.

Les résultats obtenus dans ce projet de recherche indiquent que les *finger seals* pourraient permettre de sceller la chambre de combustion d'un moteur à piston sans huile en atteignant d'excellentes tolérances de fabrication pour la surface des coussins et en concevant une structure de doigt permettant de limiter les déplacements dans les axes non voulus. Par contre, l'utilisation de ces joints ne semble pas adaptée à des moteurs ayant une pression maximale d'opération élevée, comme les moteurs Diesel. Comme ils peuvent opérer à haute température et ils ne peuvent sceller de grande quantité de pression, ils semblent être bien adaptés à des moteurs utilisant un cycle divisé avec récupération de chaleur. Les joints à doigts sans contact pour piston devront toutefois faire l'objet d'autres projets de recherche avant d'être envisagés comme une solution pratique. La validation expérimentale de l'opération sans contact est à prioriser à court terme. Pour se faire, des recommandations pratiques ont été émises dans ce mémoire. Il pourrait également être avantageux de faire l'exploration de l'espace de conception dans le but d'optimiser le prochain prototype spécifiquement pour les conditions de tests.

## LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] Stanton, D.W., 2013, “Systematic Development of Highly Efficient and Clean Engines to Meet Future Commercial Vehicle Greenhouse Gas Regulations,” SAE Int J Engines, **6(3)**, pp. 1395–1480. DOI: 10.4271/2013-01-2421.
- [2] Ferguson, C.R., and Kirkpatrick, A., 2016, *Internal combustion engines : applied thermosciences*, Wiley, Chichester, West Sussex, United Kingdom, ISBN: 9781118926376.
- [3] Mohr, D. et al., 2019, “The Thermodynamic Design, Analysis and Test of Cummins’ Supertruck 2 50% Brake Thermal Efficiency Engine System,” 2019. DOI: 10.4271/2019-01-0247.
- [4] Daw, S.C. et al., 2010, “Summary Report on the Transportation Combustion Engine Efficiency Colloquium Held at USCAR, March 3 and 4, 2010,” No. ORNL/TM-2010/265, Oak Ridge National Lab. (ORNL), Fuels, Engines and Emissions Research Center (FEERC), Oak Ridge, TN (United States).
- [5] Finneran, J. et al., 2018, “A review of split-cycle engines.”
- [6] Morgan, R.E. et al., 2017, “The Recuperated Split Cycle - Experimental Combustion Data from a Single Cylinder Test Rig.” DOI: 10.4271/2017-24-0169.
- [7] Owen, N. et al., 2019, “A Practical Recuperated Split Cycle Engine for Low Emissions and High Efficiency,” 14th International Conference on Engines & Vehicles, September 2019. DOI: 10.4271/2019-24-0190.
- [8] Kamo, R., and Bryzik, W., 1984, “Cummins/TACOM advanced adiabatic engine,” SAE International Congress and Exposition, 1984. DOI: 10.4271/840428.
- [9] Leidel, J.A., 1997, “An Optimized Low Heat Rejection Engine for Automotive Use - An Inceptive Study,” SAE International Congress and Exposition, 1997. DOI: <https://doi.org/10.4271/970068>.
- [10] Bryzik, W., and Stutor, P., 1987, “Tribological Systems for High Temperature Diesel Engines,” SAE International Congress and Exposition, Detroit, 1987, pp. 16.
- [11] Jaichandar, S., and Tamilporai, P., 2003, “Low Heat Rejection Engines – An Overview,” Proc. SAE 2003 World Congress & Exhibition, Detroit, 2003. DOI: 10.4271/2003-01-0405.
- [12] Thring, R.H., 1986, “Low Heat Rejection Engines,” Proc. SAE International Congress and Exposition, 1986. DOI: 10.4271/860314.
- [13] Proctor, M.P., 2016, “Non-Contacting Finger Seals Static Performance Test Results at Ambient and High Temperatures,” 52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, Salt Lake City, UT, July 25, 2016. DOI: 10.2514/6.2016-4921.

- [14] Caton, J.A., 2017, “Maximum efficiencies for internal combustion engines: Thermodynamic limitations,” *Int. J. Engine Res.*, **19**(10), pp. 1005–1023. DOI: 10.1177/1468087417737700.
- [15] Johnson, B., and Edwards, C., 2013, “Exploring the Pathway to High Efficiency IC Engines through Exergy Analysis of Heat Transfer Reduction,” *SAE Int. J. Engines*, **6**(1), pp. 150–166. DOI: 10.4271/2013-01-0278.
- [16] Churchill, R.A. et al., 1988, “Low-Heat Rejection Engines — A Concept Review,” *Proc. SAE International Congress and Exposition*, February 1, 1988. DOI: 10.4271/880014.
- [17] Amann, C.A., 1988, “Promises and Challenges of the Low-Heat-Rejection Diesel,” *J. Eng. Gas Turbines Power*, **110**(3), p. 475. DOI: 10.1115/1.3240145.
- [18] Spikes, H.A., 1998, “Some Challenges to Tribology Posed by Energy Efficient Technology,” *Tribology Series*. D. Dowson, C.M. Taylor, T.H.C. Childs, G. Dalmaz, Y. Berthier, L. Flamand, J.-M. Georges, and A.A. Lubrecht, eds., Elsevier, pp. 35–47. DOI: 10.1016/S0167-8922(98)80060-6.
- [19] Wang, J.C., and Sublette, M.A., 1993, “High Temperature Liquid Lubricant Development Part I: Engine Tests,” *Proc. International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition*, 1993, High Temperature Liquid Lubricant Development Part I, High Temperature Liquid Lubricant Development Part I. DOI: 10.4271/932842.
- [20] Saad, P. et al., 2007, “High temperature lubricant for advanced high output diesel engine,” *ASME Internal Combustion Engine Division 2007 Fall Technical Conference*, Charleston, South Carolina, 2007, pp. 637–648. DOI: 10.1115/ICEF2007-1759.
- [21] Sutor, P. et al., 1990, “Improvement of High-Temperature Diesel Engine Lubricants,” *International Congress & Exposition*, February 1990. DOI: <https://doi.org/10.4271/900687>.
- [22] Beerbower, A., 1982, “Environmental Capabilities of Liquid Lubricants,” *Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, pp. 58–69.
- [23] Bart, J.C.J. et al., 2013, “Lubricants: properties and characteristics,” *Biolubricants*. Elsevier, pp. 24–73. DOI: 10.1533/9780857096326.24.
- [24] Doll, G., 2017, “Lubrication Strategies for Extreme Environments,” *ASM handbook*. Vol. 18, Friction, lubrication, and wear technology, 2017, pp. 213–219.
- [25] Sliney, H.E. et al., 1986, “Tribology of Selected Ceramics at Temperatures to 900°C,” *Ceramic Engineering and Science Proceedings*. W. Smothers, ed., John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, USA, pp. 1039–1051. DOI: 10.1002/9780470320341.ch36.
- [26] Dufrane, K.F., 1989, “Wear Performance of Ceramics in Ring/Cylinder Applications,” *J. Am. Ceram. Soc.*, **72**(4), pp. 691–695.
- [27] Gaydos, P.A., 1991, “Self-Lubricating Materials for High Temperature Ring Cylinder Application,” *SAE Tech. Pap. Ser.*, p. 8.



- [28] Mourelatos, Z.P., 1990, "Side-Load Capacity of an Unlubricated Ringless Piston," SAE International Congress and Exposition, 1990. DOI: 10.4271/900688.
- [29] Chittenden, R.J., and Priest, M., 1993, "Analysis of the Piston Assembly, Bore Distortion and Future Developments," Tribol. Ser., **26**, pp. 241–270.
- [30] Brombolich, L.J., and McCormick, H.E., 1988, "Tribological Aspects of Cylinder Kit Systems in Adiabatic Engines," SAE International Congress and Exposition, 1988. DOI: 10.4271/880018.
- [31] Bird, L.E., and Gartside, R.M., 2002, "Measurement of Bore Distortion in a Firing Engine," SAE 2002 World Congress, 2002. DOI: 10.4271/2002-01-0485.
- [32] Hoult, D.P., 1985, "United States Patent no US 4,540,185," Washington, DC: Patent and Trademark Office Patent US 4,540,185.
- [33] Hoult, D.P., 1991, "United States Patent no US 5,050,485," Washington, DC: Patent and Trademark Office Patent US 5,050,485.
- [34] Kubo, I., 1987, "United States Patent no US 4,681,326," Washington, DC: Patent and Trademark Office Patent US 4,681,326.
- [35] Wade, W.R. et al., 1987, "A Structural Ceramic Diesel Engine - The Critical Elements," SAE International Congress and Exposition, 1987. DOI: 10.4271/870651.
- [36] Timoney, S., and Flynn, G., 1983, "A Low Friction, Unlubricated SiC Diesel Engine," SAE International Congress and Exposition, Detroit, 1983.
- [37] Kubo, I. et al., 1985, "Development of the Minimum-Friction Adiabatic Engine," J. Propuls. Power, **1**(5), pp. 345–350.
- [38] Mourelatos, Z.P., 1988, "Gas Lubrication of a Ringless Piston in an Internal Combustion Engine Under Dynamic Loading," J. Tribol., **110**(4), p. 718. DOI: 10.1115/1.3261719.
- [39] Gommed, K., and Etsion, I., 1993, "Dynamic Analysis of Gas Lubricated Reciprocating Ringless Pistons - Basic Modeling," J. Tribol., **115**(2), p. 207. DOI: 10.1115/1.2920993.
- [40] Etsion, I., and Gommed, K., 1995, "Improved Design With Noncylindrical Profiles of Gas-Lubricated Ringless Pistons," J. Tribol., **117**(1), p. 143. DOI: 10.1115/1.2830590.
- [41] Shapiro, W., 1984, "Development of Gas-Lubricated Pistons for Heavy-Duty Diesel Engine Technology Program," No. MTI-84TR58, Mechanical Technology, Inc.
- [42] Larjola, J. et al., 2010, "Fluid dynamic modeling of a free piston engine with labyrinth seals," J. Therm. Sci., **19**(2), pp. 141–147. DOI: 10.1007/s11630-010-0141-2.
- [43] Chupp, R.E. et al., 2006, "Sealing in Turbomachinery," J. Propuls. Power, **22**(2), pp. 313–349. DOI: 10.2514/1.17778.
- [44] Proctor, M.P. et al., 2011, "Turbine Seal Research at NASA GRC," Proc. NASA Seal/Secondary Air System Workshop, Cleveland, 2011, pp. 23.
- [45] Steinetz, B.M., 2006, "Seal Technology," *Mechanical engineers' handbook* 3rd ed. M. Kutz, ed., Wiley, Hoboken, N.J, pp. 1161–1203.

- [46] Braun, M.J. et al., 2003, "Structural and Dynamic Considerations Towards the Design of Padded Finger Seals," 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Huntsville, Alabama, July 20, 2003. DOI: 10.2514/6.2003-4698.
- [47] Basu, P. et al., 1994, "Hysteresis and bristle stiffening effects in brush seals," J. Propuls. Power, **10**(4), pp. 569–575. DOI: 10.2514/3.23810.
- [48] Johnson, M.C., and Medlin, E.G., 1992, "Laminated Finger Seal With Logarithmic Curvature," 5,108,116.
- [49] Arora, G. et al., 1999, "Pressure balanced, low hysteresis, finger seal test results," 35th Joint Propulsion Conference and Exhibit, Los Angeles, CA, June 20, 1999. DOI: 10.2514/6.1999-2686.
- [50] Proctor, M.P. et al., 2002, "High-Speed, High-Temperature Finger Seal Test Results," Proc. 38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Indianapolis, Indiana, July 7, 2002, pp. 13.
- [51] Proctor, M.P., and Delgado, I.R., 2004, "Leakage and Power Loss Test Results for Competing Turbine Engine Seals," Volume 4: Turbo Expo 2004, Vienna, Austria, 2004, pp. 441–451. DOI: 10.1115/GT2004-53935.
- [52] Delgado, I., and Proctor, M., 2006, "Continued Investigation of Leakage and Power Loss Test Results for Competing Turbine Engine Seals," 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Sacramento, California, July 9, 2006. DOI: 10.2514/6.2006-4754.
- [53] Gibson, N. et al., 2011, "Second Generation Air-to-Air Mechanical Seal Design and Performance," 47th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, San Diego, California, July 31, 2011. DOI: 10.2514/6.2011-5636.
- [54] Arora, G.K., 1998, "Noncontacting Finger Seal With Hydrodynamic Foot Portion," 5,755,445.
- [55] Arora, G.K., 2002, "Dual Pressure Balanced Noncontacting Finger Seal," 6,364,316 B1.
- [56] Proctor, M.P., and Steinetz, B.M., 2004, "Noncontacting Finger Seal," 6,811,154 B2.
- [57] Braun, M.J. et al., 2010, "Double Padded Finger Seal," 7,735,833 B2.
- [58] Proctor, M., and Delgado, I., 2008, "Preliminary Test Results of Non-Contacting Finger Seal on Herringbone-Grooved Rotor," 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Hartford, CT, July 21, 2008. DOI: 10.2514/6.2008-4506.
- [59] Braun, M.J. et al., 2002, "Numerical simulation of motion of HP/LP assembly of finger seals and design considerations," NASACP–2003- 212458VOL1, pp. 171–225.
- [60] Braun, M.J. et al., 2005, "Thermofluids Considerations and the Dynamic Behavior of a Finger Seal Assembly," Tribol. Trans., **48**(4), pp. 531–547. DOI: 10.1080/05698190500385104.

- [61] Braun, M.J. et al., 2005, “Numerical Simulations and an Experimental Investigation of a Finger Seal,” Proc. 2005 NASA/Seal Secondary Air System Workshop, Cleveland, OH, November 2005, pp. 309–359.
- [62] Proctor, M.P. et al., 2018, “Comparison of Performance Test Results to CFD and Structural Models of Non-Contacting Finger Seals.”
- [63] Braun, M.J. et al., 2006, “Some Numerical Simulations and an Experimental Investigation of Finger Seal,” Proc. 2006 NASA Seal Secondary Air System Workshop, Cleveland, OH, November 2006, pp. 231–267.
- [64] Marie, H., 2005, “A Study of Non-Contacting Passive-Adaptative Turbine Finger Seal Performance,” Doctoral dissertation, University of Akron.
- [65] Kline, S.E., 2016, “An Investigation of the Performance of Compliant Finger Seals for use in Gas Turbine Engines using Navier-Stokes and Reynolds Equation Based Numerical Models and Experimental Evaluation,” Doctoral dissertation, University of Akron.
- [66] Woodyard, D., ed., 2004, “26 - Sulzer (Wärtsilä),” *Pounder’s Marine Diesel Engines (Eighth Edition)* Eighth Edition. Butterworth-Heinemann, Oxford, pp. 641–663. DOI: 10.1016/B978-075065846-1/50027-4.
- [67] Yonushonis, T.M. et al., 1999, “Development of Advanced In-Cylinder Components and Tribological Systems for Low Heat Rejection Diesel Engines. Phases 2, 3, and 4,” No. NASA/CR-1999-209163, National Aeronautics and Space Administration.
- [68] Dardalis, D. et al., 2012, “Design Details of the Compression Ignition Rotating Liner Engine. Reducing Piston Assembly Friction and Ring/Liner Wear in Heavy-Duty Diesel Engines,” Proc. SAE 2012 Commercial Vehicle Engineering Congress, September 24, 2012, pp. 2012-01–1963. DOI: 10.4271/2012-01-1963.
- [69] Proctor, M.P. et al., 2004, “High-Speed, High-Temperature Finger Seal Test Results,” J. Propuls. Power, **20**(2), pp. 312–318. DOI: 10.2514/1.9256.
- [70] Greenwood, J.A., and Tripp, J.H., 1970, “The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces,” Proc. Inst. Mech. Eng., **185**(1), pp. 625–633. DOI: 10.1243/PIME\_PROC\_1970\_185\_069\_02.
- [71] Chen, H., 2011, “Modeling the Lubrication of the Piston Ring Pack in Internal Combustion Engines Using the Deterministic Method,” Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology.
- [72] Wang, N., and Chang, C., 1999, “An Application of Newton’s Method to the Lubrication Analysis of Air-Lubricated Bearings,” Tribol. Trans., **42**(2), pp. 419–424. DOI: 10.1080/10402009908982237.
- [73] Temis, J.M. et al., 2013, “Finger Seal Design Based on Fluid-Solid Interaction Model,” Volume 3A: Heat Transfer, San Antonio, Texas, 2013, pp. 9. DOI: 10.1115/GT2013-95701.

- [74] Chen, H. et al., 2008, “A Novel Approach to Model the Lubrication and Friction between the Twin-Land Oil Control Ring and Liner with Consideration of Micro Structure of the Liner Surface Finish in Internal Combustion Engines,” Proc. 2008 SAE International Powertrains, Fuels and Lubricants Congress, June 23, 2008, pp. 2008-01–1613. DOI: 10.4271/2008-01-1613.
- [75] Sato, O. et al., 2004, “Improvement of Piston Lubrication in a Diesel Engine By Means of Cylinder Surface Roughness,” Proc. SAE 2004 World Congress & Exhibition, March 8, 2004, pp. 2004-01–0604. DOI: 10.4271/2004-01-0604.
- [76] Picard, M. et al., 2016, “Predicting Gas Leakage in the Rotary Engine—Part II: Side Seals and Summary,” J. Eng. Gas Turbines Power, **138**(6), p. 062504.
- [77] Wong, V.W., and Tung, S.C., 2016, “Overview of automotive engine friction and reduction trends—Effects of surface, material, and lubricant-additive technologies,” Friction, **4**(1), pp. 1–28. DOI: 10.1007/s40544-016-0107-9.
- [78] Black, J.T., and Kohser, R.A., 2017, *DeGarmo's materials and processes in manufacturing*, John Wiley & Sons, ISBN: 1-118-98767-5.